Coupleurs hydrocinétiques

par **Mihai EXARHU**
Professeur à l'Université polytechnique de Bucarest

1. Généralités ..... BM 4 420 - 2
1.1 Définition et principe ..... — 2
1.2 Classification ..... — 3
1.3 Comparaison ..... — 3

2. Bases théoriques ..... — 4
2.1 Triangles des vitesses ..... — 4
2.2 Équations hydrodynamiques. Bilan d'énergies massiques ..... — 5
2.3 Pertes de puissance et rendements ..... — 6
2.4 Similitude hydrodynamique ..... — 7

3. Choix et fonctionnement ..... — 8
3.1 Critères de choix ..... — 8
3.2 Régimes de fonctionnement ..... — 9
3.2.1 Régime normal ..... — 10
3.2.2 Régime suprasynchrone ..... — 10
3.2.3 Régime de freinage à contre-courant ..... — 10
3.2.4 Régime de freinage à turbine calée (blocage) ..... — 10
3.2.5 Régime de freinage à impulseur calé ..... — 10
3.3 Courbes caractéristiques ..... — 10
3.4 Détermination du point de fonctionnement ..... — 12
3.5 Régime thermique ..... — 14

4. Éléments de conception et d'utilisation ..... — 15
4.1 Solutions constructives ..... — 15
4.2 Liquide ..... — 16
4.3 Matériaux et technologies d'exécution ..... — 17
4.4 Avantages et inconvénients ..... — 18
4.5 Domaine d'utilisation ..... — 18

Pour en savoir plus ..... Doc. BM 4 420

Les coupleurs hydrocinétiques (ou hydrodynamiques) sont des turbomachines qui transmettent la puissance mécanique entre l'arbre d'un moteur et celui d'une machine asservie, à des rapports de transmission variables, proches de l'unité, par l'intermède de la puissance hydraulique d'un liquide.

Plusieurs solutions constructives sont possibles. On distingue les coupleurs hydrocinétiques à remplissage constant (ou fermés) des coupleurs hydrocinétiques à remplissage commandé (ou réglables, ouverts, encore appelés embrayages).

Cette dernière catégorie permet le débrayage et dans un certain domaine de fonctionnement, le réglage du rapport de transmission. Mais ces coupleurs hydrocinétiques sont beaucoup plus compliqués, possédant en plus un échangeur thermique, un système de vidange et des pompes d'alimentation.

Actuellement, le principal atout des coupleurs hydrocinétiques est leur souplesse en exploitation, grâce à laquelle ils s'adaptent à des changements rapides de charges sans affecter le moteur, ils amortissent les vibrations torsionelles et

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

réalisent des manœuvres d'embrayage – débrayage sans frottement mécanique, donc sans usure et sans choc. Ainsi, ils assurent une excellente protection du moteur et permettent la mise en marche des machines à lourd régime de démarrage.

Pour les notations et symboles, se reporter en fin d'article.

1. Généralités

1.1 Définition et principe

Les coupleurs hydrocinétiques, quoique utilisés pour la transmission du mouvement entre deux machines, comme les joints, les engrenages, les courroies, les chaînes, les disques de friction, etc., sont des machines hydrauliques de par leur principe de fonctionnement.

Par définition, dans une machine hydraulique, se produisent essentiellement des transformations entre le travail mécanique et l'énergie hydraulique.

D'après le sens des échanges et leur nombre, on peut classer les **machines hydrauliques** en :

— *moteurs hydrauliques* (turbines hydrauliques) ;
— *générateurs hydrauliques* (pompes hydrauliques) ;
— *transmissions hydrauliques et asservissements* ;
— *propulseurs hydrodynamiques*.

Nota : Les principes de fonctionnement de tous ces types de machines s'accordent bien avec la définition : pour les deux premiers types, une seule transformation a lieu, tandis que dans les transmissions hydrauliques, au moins deux transformations se produisent.

Dans un régime d'équilibre dynamique, dans la plupart des machines hydrauliques, on peut réduire le bilan des énergies au bilan des puissances moyennes temporelles.

Les **transmissions hydrauliques**, asservissements compris, sont des chaînes cinématiques dans lesquelles la puissance mécanique est transmise à l'aide de l'énergie d'un liquide. On peut noter qu'il y a des différences entre la puissance mécanique à l'entrée P_e, la puissance hydrodynamique P_h et la puissance mécanique de sortie P_s, due aux frottements mécaniques ou hydrodynamiques aussi bien qu'à la puissance consommée par ventilation.

Historique

Les transmissions hydrocinétiques (ou hydrodynamiques) sont apparues **vers 1905**, quand l'ingénieur allemand Herman Föttinger, de la compagnie Vulcan, a couplé une turbine à vapeur à grande vitesse de rotation avec une hélice navale. À l'époque, les réducteurs à engrenages ne pouvaient transmettre une telle puissance. La solution consistait donc à coupler la turbine à vapeur avec une pompe centrifuge et l'hélice avec une turbine hydraulique, et à faire la liaison entre la pompe et la turbine hydraulique par de grosses tuyauteries, refermant le circuit. Cette solution avait un rendement global estimé à environ 69 %. Föttinger a eu l'idée de réunir la pompe et la turbine dans un seul ensemble, ajoutant aux aubages des deux roues un troisième aubage fixe, et faisant disparaître ainsi la tuyauterie. Cette solution éliminait les pertes de charge dans la tuyauterie, mais aussi les pertes dans les diffuseurs, dues à la transformation d'une partie de l'énergie cinétique en énergie potentielle dans la pompe, pour faire une transformation inverse dans la turbine. L'ensemble ainsi conçu réalisait un rapport de transmission de 4,45 (défini classiquement) et un rendement d'environ 83 %. Ainsi apparaissait le *convertisseur de couple*. L'utilisation militaire empêcha pourtant sa promotion. Simultanément, la même usine déposa une demande de brevet pour un *coupleur hydrocinétique*.

Vers 1920, l'ingénieur Bauer reprenait l'étude du convertisseur pour l'appliquer aux moyens de transport terrestres (locomotives, camions) équipés de moteurs thermiques. Le démar-rage et les vibrations de la transmission posaient maintenant problème. Le dispositif de Fottinger fut simplifié en éliminant le troisième aubage et en mettant les deux roues face à face afin d'avoir de bons rendements aux rapports de transmission proches de l'unité. Par la vidange du circuit dans un réservoir extérieur, un excellent débrayage était obtenu.

En 1926, au Royaume-Uni, Harold Sinclair, pour faciliter les nombreuses manœuvres de la boîte de vitesse dans les autobus urbains, introduisait à son tour les coupleurs hydrocinétiques. Une nouvelle simplification du système éliminait complètement le réservoir extérieur, le liquide étant gardé dans un réservoir à l'intérieur de coupleur, assurant ainsi le remplissage automatique au départ. La compagnie Daimler (Royaume Uni), **en 1930**, l'utilisa sur ces voitures de grand luxe sous le nom de *Fluid Flywhell*.

Pendant ce temps, aux États-Unis, de sérieuses études étaient menées par les grandes compagnies automobiles. **En 1938**, Chrysler présentait *Fluid Drive*, une transmission semi-automatique avec un coupleur hydrocinétique. Mais la transmission de ce type la plus connue fut *Hydra Matic Drive*, lancée **en 1939** par General Motors, qui équipa pendant dix années de nombreux véhicules comme Oldsmobile, Cadillac, Pontillac, Buick, Lincoln, Hudson. Des camions et autobus comme Studebaker et Leyland l'ont aussi utilisée pendant une certaine période.

Après 1950, aux États-Unis ainsi qu'en Europe, de nombreux efforts ont été faits pour développer les boîtes de vitesse hydrauliques, ainsi que les transmissions automatiques pour toutes sortes de véhicules, civils ou militaires. En Europe, on peut citer sans être exhaustif Renault, Fiat, Mercedes, quelques usines de l'ex-URSS, etc. Mais peu à peu, les convertisseurs, grâce à leurs meilleures performances, ont réduit la place des coupleurs dans le transport, sans pour autant les faire disparaître. Par contre, ils occupent une place importante dans certaines industries.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Elles peuvent, à leur tour, être classées en :

— *transmissions hydrocinétiques* (ou hydrodynamiques, ou turbotransmissions hydrauliques) ;

— *transmissions hydrostatiques* (dont font partie les asservissements hydrauliques) ;

— *transmissions par frottements hydrauliques* ;

— *transmissions soniques*.

Les **transmissions hydrocinétiques** sont des turbomachines où le transfert d'énergie repose sur la variation du moment cinétique, comme l'indique l'équation dite d'Euler pour les turbomachines (voir l'article *Théorie générale des turbomachines*, B 4 400, du présent traité). Les variations de l'énergie spécifique du liquide entre l'entrée et la sortie se font aussi bien sous forme cinétique que sous forme de pression, le rapport entre ces deux formes dépendant du degré de réaction de la machine.

À leur tour, les transmissions hydrocinétiques peuvent être classées (cf. norme VDI 2153 et références [1] [2]) en :

— *coupleurs hydrocinétiques* ;

— *convertisseurs hydrocinétiques de couple* ;

— *coupleurs-convertisseurs* ;

— *transmissions hydromécaniques* (ou variateurs hydrodynamiques).

Nota : Les **convertisseurs hydrocinétiques de couple** sont des turbotransmissions ayant au moins deux roues aux aubes, l'impulseur et la turbine, et un troisième aubage, fixe ou réglable, le réacteur, fonctionnant avec des bons rendements aux rapports de transmission nominale différents de 1.

Les **coupleurs-convertisseurs** sont des turbotransmissions complexes, ayant le réacteur disposé sur une roue libre. Ils peuvent ainsi fonctionner à certains régimes comme coupleurs et à d'autres comme convertisseurs.

Les **transmissions hydromécaniques** sont des combinaisons de coupleurs ou de convertisseurs avec des transmissions mécaniques à engrenages, formant ainsi des machines complexes, ayant un grand nombre de régimes de fonctionnement.

Les **coupleurs hydrocinétiques** sont des turbotransmissions ayant deux roues à aubes disposées face à face dans un couvercle : *l'impulseur* (*le primaire*) et *la turbine* (*le secondaire*). Dernièrement on a expérimenté des coupleurs basés sur la transmission du couple par frottements hydrodynamiques entre des disques tournants dans un liquide.

Mise à part l'appellation *coupleur hydrocinétique*, on utilise encore « coupleur hydrodynamique » ou, plus rarement, « joint hydraulique ». Enfin, « embrayage hydraulique » est réservé à une certaine catégorie de machines assurant un découplage net entre le moteur et la machine asservie.

En anglais, les termes utilisés sont *hydraulic couplings*, *hydrodynamic couplings*, et *fluid coupling* et en allemand, *Stromungskupplungen*.

L'impulseur joue le rôle d'une *pompe*, transformant le travail mécanique de rotation d'entrée en énergie hydraulique, notamment cinétique. La turbine transforme l'énergie hydraulique reçue en travail mécanique accompli à la sortie. Dans la plupart des constructions, les aubes des deux roues sont des plans radiaux.

Le coupleur hydrocinétique est caractérisé du point de vue géométrique par le *diamètre de référence D*, diamètre maximal du circuit hydraulique. Les valeurs courantes de ce diamètre peuvent aller jusqu'à 1 150 mm.

Le domaine des *puissances* des coupleurs hydrocinétiques est aujourd'hui compris entre 0,3 kW et 27 000 kW, mais des réalisations d'exception peuvent aller jusqu'à 60 000 kW. La *vitesse de rotation n* peut atteindre 20 000 tr · min^{-1}. Toutes les combinaisons puissance - vitesse de rotation ne sont pas possibles. La formule :

$$P = A\ 10^{-6}\ n^3\ D^5$$

avec $A \approx 1$ permet d'établir une première relation entre les termes, mais les constructeurs fournissent une documentation pour le choix des coupleurs, et toute autre assistance, même sur l'Internet.

La plupart des coupleurs hydrocinétiques transmettent la puissance avec un bon rendement à des rapports de transmission proches de 1, le secondaire ayant une vitesse de rotation de 2 à 5 % inférieure à celle du primaire. Cette différence porte le nom de *glissement*. Mais, à des degrés de remplissage partiel, ou à une augmentation spontanée des couples résistants, la vitesse de rotation à la sortie diminue, sans faire caler le moteur. La première situation apparaît quand on utilise le coupleur hydrocinétique comme *réducteur*, la seconde quand il est seulement un *amortisseur de chocs* ou un *limitateur de puissance*.

Le **liquide** utilisé est le plus souvent une huile ayant des propriétés notamment anti-écumes et à haut indice de viscosité, mais des fluides synthétiques sont de plus en plus utilisés, ayant notamment une masse volumique supérieure de 50 %, transmettant ainsi de plus grandes puissances au même gabarit.

1.2 Classification

D'après la solution constructive adoptée, une première classification des coupleurs hydrocinétiques est faite en terme de transmissions hydrocinétiques :

— à remplissage constant (fermés) ;

— à remplissage commandé (réglables, ouverts).

Les coupleurs hydrocinétiques à remplissage constant fonctionnent avec une quantité de liquide constante, introduite à l'arrêt. Leur construction et leur exploitation sont très simples, mais ils ne peuvent pas réaliser le débrayage. Par contre, l'embrayage se fait automatiquement à partir du moteur. Les coupleurs hydrocinétiques fermés transmettent le couple du moteur avec un glissement plus ou moins grand en fonction du couple résistant et des vitesses de rotation du moteur. L'évacuation de la chaleur produite par frottement se fait uniquement par convection à travers le couvercle, limitant ainsi la masse de l'appareil.

Les coupleurs hydrocinétiques à remplissage commandé permettent le débrayage et, dans un certain domaine de régime, le réglage du rapport de transmission. Ils sont beaucoup plus compliqués, ayant en plus des aubages un échangeur thermique extérieur au couvercle qui assure l'évacuation de la chaleur produite par les frottements hydrauliques et mécaniques, un système de vidange de l'espace des roues dans un carter qui permet de débrayer et des pompes d'alimentation qui assurent le remplissage nécessaire du circuit hydraulique.

La forme des aubages distingue les coupleurs à roues à aubage radial et les coupleurs à roues à aubage incliné (roues gauches). Cette dernière solution est peu utilisée en raison de difficultés technologiques de fabrication.

La figure **1** présente un exemple de coupleur hydrocinétique à remplissage constant et aubes radiales, démonté.

Une présentation détaillée des solutions constructives est faite au paragraphe 4.1.

1.3 Comparaison

Dans la même classe de machines (transmissions hydrocinétiques), on peut comparer les coupleurs hydrocinétiques avec les **convertisseurs cinétiques**, les **coupleurs-convertisseurs** et les **transmissions hydromécaniques**.

Les coupleurs hydrocinétiques sont moins compliqués et donc moins chers que tous les autres types de transmissions hydrodynamiques, mais ils sont moins adaptables aux changements de régime de fonctionnement, donc utilisables dans une plage plus réduite de rapport de transmission. En conséquence, notamment dans les

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

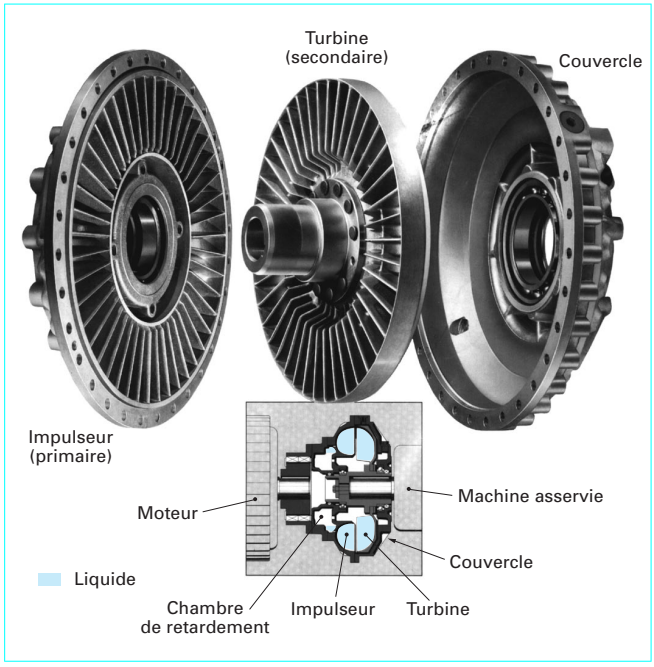


Figure 1 – Coupleur hydrocinétique démonté
(produit par la compagnie VOITH)

véhicules, les coupleurs hydrocinétiques ont cédé leur première place aux convertisseurs de couple puis aux autres transmissions hydrodynamiques.

Il faut également les comparer aux joints et aux embrayages mécaniques, ainsi qu'aux asservissements électriques.

Les **joints mécaniques** sont nettement plus simples que les coupleurs, mais ils sont trop rigides et ne conviennent pas à toutes les applications industrielles.

La comparaison avec les **embrayages mécaniques** n'est valable que pour les coupleurs hydrocinétiques réglables. À nouveau, on peut dire que les coupleurs hydrocinétiques sont plus compliqués, mais plus durables, adaptés aux puissances plus élevées et aux machines ayant un régime de démarrage plus contraignant.

La comparaison avec les **asservissements électriques** devient de plus en plus défavorable aux transmissions hydrauliques dans le domaine du réglage continu des vitesses, surtout depuis l'apparition des convertisseurs de fréquence.

Les coupleurs hydrocinétiques sont donc adaptés aux machines à démarrage lourd, à chocs et à régimes de fonctionnement peu variables.

2. Bases théoriques

2.1 Triangles des vitesses

On peut décrire le mouvement d'une particule de liquide dans un coupleur, comme dans toutes les turbomachines hydrauliques, à l'aide de trois vitesses :

— une vitesse absolue $\vec{v}$;

— une vitesse d'entraînement (ou périphérique) autour des axes de la machine $\vec{u}$;

— une vitesse relative $\vec{w}$, correspondant à la circulation du liquide entre les aubes.

Ces vitesses sont liées par la **relation cinématique vectorielle**

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w}, \qquad \textbf{(1)}$$

les représentations vectorielles de cette somme constituant les triangles de vitesse.

En raison de la forme du circuit hydraulique, le liquide occupe un anneau, et le mouvement relatif a lieu sur des surfaces de courant proches d'un tore, sur ses lignes méridiennes. À son tour, le mouvement d'entraînement suit des trajectoires circulaires, parallèles au tore. Par conséquent, il résulte pour le mouvement absolu des lignes de courant proches d'une spirale disposée sur un tore. On peut espérer que la forme réelle de ces lignes ne diffère pas trop de ce modèle. En somme, chaque particule du liquide passe successivement de l'impulseur à la turbine et de la turbine à l'impulseur sur des surfaces toriques. Dans le demi-tore de l'impulseur, le liquide est accéléré, l'aubage lui transmettant de l'énergie surtout cinétique, tandis que dans le demi-tore de la turbine, la vitesse diminue et le liquide cède son énergie à l'aubage.

Les points les plus importants, aussi bien pour l'échange d'énergie que pour les pertes de charge, sont situés à l'entrée et à la sortie des aubes (points 1, 2, 3 et 4 de la figure **2**).

Comme on l'a déjà dit, la plupart des coupleurs hydrocinétiques ont des aubes (ou des ailettes) situées dans un plan méridien. C'est ce cas général qui est traité ici : tous leurs angles sont donc égaux.

$$\beta_{p1} = \beta_{p2} = \beta_{p3} = \beta_{p4} = 90° \qquad \textbf{(2)}$$

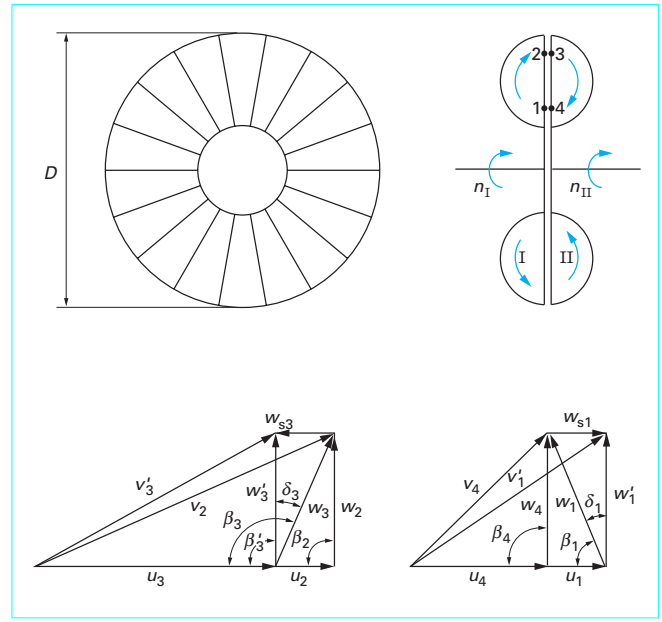


Figure 2 – Schéma d'un coupleur hydrocinétique et triangles de vitesse

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Dans le régime normal de fonctionnement, la vitesse de rotation de l'impulseur est légèrement supérieure à celle de la turbine. Il en résulte les relations entre les composantes des vitesses aux points d'entrée et de sortie des aubes, en utilisant l'approximation de l'écoulement unidimensionnel :

$$v_1 = v_4 \quad v_2 = v_3 \quad \alpha_1 = \alpha_4 \quad \alpha_3 = \alpha_2 \tag{3}$$

$$v_{m1} = v_{m2} = v_{m3} = v_{m4} = v_m \tag{4}$$

$$v_{\theta 1} = v_{\theta 4} = u_4 \quad v_{\theta 3} = v_{\theta 2} = u_2 \tag{5}$$

$$w_{m1} = w_{m2} = w_{m3} = w_{m4} = w_m = v_m \tag{6}$$

$$w_{\theta 1} = u_4 - u_1 \quad w_{\theta 2} = 0 \quad w_{\theta 3} = u_2 - u_3 \quad w_{\theta 4} = 0 \tag{7}$$

On peut remarquer qu'**à la sortie des aubages**, la vitesse relative est toujours tangente aux aubes, donc $\beta_2 = \beta_{p2}$ et $\beta_4 = \beta_{p4}$. Par contre, **à l'entrée** d'un aubage, on peut avoir une différence entre la direction de la vitesse relative et celle de la tangente à l'aube, donc β_1 et β_3 peuvent différer de β_{p1} et β_{p3}. Cela revient à dire que les vitesses w_1 et w_3 ne sont pas tangentes aux aubes, donc l'entrée se produit avec un angle d'incidence qui est annulé par la composante de choc $v_s = w_s$. On peut ajouter que :

$$v_{s1} = w_{s1} = u_1 - u_4 \text{ et } v_{s3} = w_{s3} = u_2 - u_3 \tag{8}$$

$$\delta_1 = \beta_{p1} - \beta_1 \text{ et } \delta_3 = \beta_{p3} - \beta_3 \tag{9}$$

Après avoir subi le choc, les vitesses relatives changent de direction, w'_1 et w'_3 devenant aussi tangentes aux aubes.

Nota : Pour les coupleurs dans lesquelles **les angles β_p diffèrent de 90°**, les équations deviennent un peu plus compliquées mais les conclusions restent les mêmes.

2.2 Équations hydrodynamiques. Bilan d'énergies massiques

Dans les coupleurs hydrocinétiques, deux transferts d'énergies se produisent : dans l'impulseur et dans la turbine. Le transfert dans l'impulseur a lieu de l'aubage vers le liquide, tandis que dans la turbine, le phénomène est en sens inverse, du liquide vers l'aubage. Pour les deux processus, on peut appliquer l'équation des turbomachines d'Euler. Comme le liquide véhiculé est l'huile ou un autre fluide différent de l'eau, on utilise, au lieu de la hauteur de pompage ou de chute, grandeurs spécifiques aux pompes et aux turbines, l'énergie massique $Y = gH$. Comme le nombre d'aubes des coupleurs hydrocinétiques est beaucoup plus élevé que celui des pompes classiques, on peut négliger la différence entre l'énergie massique théorique correspondant au nombre infini d'aubes $Y_{t.inf}$, bien connue pour les pompes, et l'énergie massique dite théorique Y_t, laquelle représente l'énergie réellement échangée entre les aubes et le liquide.

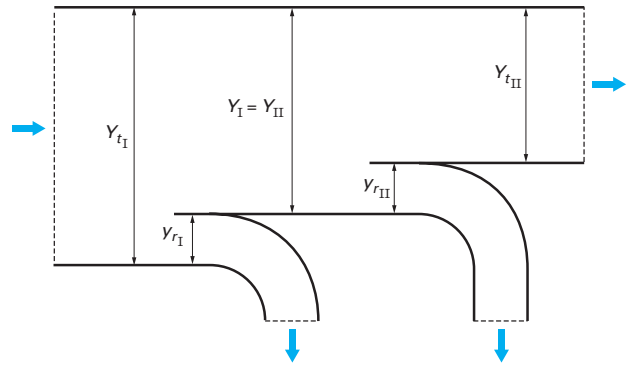
On introduit également le **rapport de transmission**, défini traditionnellement pour les turbotransmissions hydrauliques inversement que pour les réducteurs mécaniques, par la relation :

$$i = \frac{n_{II}}{n_I} \tag{10}$$

Il résulte pour les énergies massiques théoriques dans les deux roues, les expressions :

$$Y_{t_I} = u_2\, v_{\theta 2} - u_1\, v_{\theta 1} = u_2^2 \left(1 - i\, \frac{R_1^2}{R_1^2}\right) \tag{11}$$

$$Y_{t_{II}} = u_3\, v_{\theta 3} - u_4\, v_{\theta 4} = u_2^2\, i \left(1 - i\, \frac{R_1^2}{R_1^2}\right) \tag{12}$$



Y_{t_I} et $Y_{t_{II}}$	énergies massiques théoriques transmises par le primaire et le secondaire
Y_I et Y_{II}	énergies massiques réelles transmises par le primaire et le secondaire
y_{r_I} et $y_{r_{II}}$	énergies massiques dissipées dans le primaire et le secondaire

Figure 3 – Bilan des énergies massiques

On connaît bien les relations entre les énergies massiques théoriques Y_{t_I} et $Y_{t_{II}}$ et réelles Y_I et Y_{II}, ces dernières représentant les différences des énergies massiques du liquide entre l'entrée et la sortie de l'aubage :

$$Y_I = Y_{t_I} - y_{r_I} \tag{13}$$

$$Y_{II} = Y_{t_{II}} + y_{r_{II}} \tag{14}$$

avec y_{r_I} et $y_{r_{II}}$ énergies massiques dissipées par frottements hydrauliques à l'intérieur du même aubage.

Le bilan des énergies massiques devient :

$$Y_I = Y_{II} \text{ et } y_{t_I} = Y_{t_{II}} + y_{r_I} + y_{r_{II}} \tag{15}$$

Ces transformations peuvent être représentées comme sur la figure **3**.

On peut introduire **les rendements hydrauliques** des deux roues η_{h_I} et $\eta_{h_{II}}$:

$$\eta_{h_I} = \frac{Y_I}{Y_{t_I}} \text{ et } \eta_{h_{II}} = \frac{Y_{t_{II}}}{Y_{II}} \tag{16}$$

On voit bien que l'impulseur fournit l'énergie massique extraite ensuite par la turbine, et compense aussi les pertes d'énergie massique par frottement dans les deux aubages. Ces pertes d'énergie peuvent être séparées en pertes linéaires et pertes locales dues au choc :

$$y_r = y_\ell + y_s \tag{17}$$

Les pertes de charge linéaires ont lieu à l'intérieur des aubages, il faut donc les lier aux vitesses relatives, mais comme dans ces points $w = v_m$, on considère :

$$y_{\ell_I} = a_I\, \frac{v_m^2}{2} \quad \text{et} \quad y_{\ell_{II}} = a_{II}\, \frac{v_m^2}{2} \tag{18}$$

Nota : Les coefficients a_I et a_{II} résultent de la formule de Darcy, ils dépendent de la longueur du parcours hydraulique moyenne d'une particule dans l'aubage, du coefficient de perte de charge de Darcy et du rayon hydraulique des cellules. Malheureusement, tous ces éléments sont beaucoup plus difficiles à exprimer dans un aubage que dans une conduite. On se contente donc de l'expression simplifiée énoncée.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Les pertes de charge locales, par choc, sont à leur tour fonction de la vitesse de choc v_s :

$$y_s = \zeta \frac{v_s^2}{2} \tag{19}$$

avec le coefficient ζ estimé proche de 1 dans la littérature. En gardant cette valeur, l'équation du bilan des énergies massiques (15) devient :

$$v_m = u_2 \sqrt{\frac{(1 - i^2)\left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right)}{a_\mathrm{I} + a_\mathrm{II}}} = v_{m_M} \sqrt{(1 - i^2)} \tag{20}$$

et v_{m_M}, valeur maximale de la vitesse méridienne, atteinte pour $i = 0$, est :

$$v_{m_M} = u_2 \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right)}{a_\mathrm{I} + a_\mathrm{II}}} \tag{21}$$

On constate que pour $i = 1$, la vitesse méridienne entre les deux roues est nulle, donc la circulation de liquide cesse.

Le débit est donné par une relation de la forme :

$$Q = 2\pi C R_2 b_2 u_2 \sqrt{\frac{(1 - i^2)\left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right)}{a_\mathrm{I} + a_\mathrm{II}}} \tag{22}$$

avec C coefficient adimensionnel qui tient compte de simplifications dues au schéma unidimensionnel appliqué.

Cette relation n'est pas totalement satisfaisante car R_2 et b_2 sont variables en fonction du rapport de transmission et du degré de remplissage, paramètre défini ci-après, et difficiles à appréhender.

Dans un coupleur hydrocinétique, on peut remplir entièrement ou partiellement l'espace des aubages avec du liquide ; on établit expérimentalement le volume de liquide V_0 pour lequel on obtient le meilleur rendement à la puissance nominale. En exploitation, la meilleure solution pour régler le rapport de transmission d'un coupleur hydrocinétique est de faire varier le volume V de liquide. Le **degré de remplissage *h*** peut être défini par la relation :

$$h = \frac{V}{V_0} \tag{23}$$

Une autre formule intuitive, mais bien approximative, pour le débit est encore :

$$Q = C_1 h D^3 n_\mathrm{I} \sqrt{\frac{(1 - i^2)\left(1 - \frac{R_1^2}{R_2^2}\right)}{a_\mathrm{I} + a_\mathrm{II}}} \tag{24}$$

avec D diamètre de référence (cf. § 2.4),

C_1 fonction adimensionnelle de i, h et n_I, plus facile à estimer que C.

On peut utiliser une représentation graphique du fonctionnement interne d'un coupleur hydrocinétique, fondée sur l'établissement du point de fonctionnement d'une installation hydraulique à l'intersection de la caractéristique de la pompe avec celle de la conduite (figure **4**). Dans notre cas, la caractéristique de la conduite sera remplacée par celle de la turbine, la forme appropriée de celle-ci étant

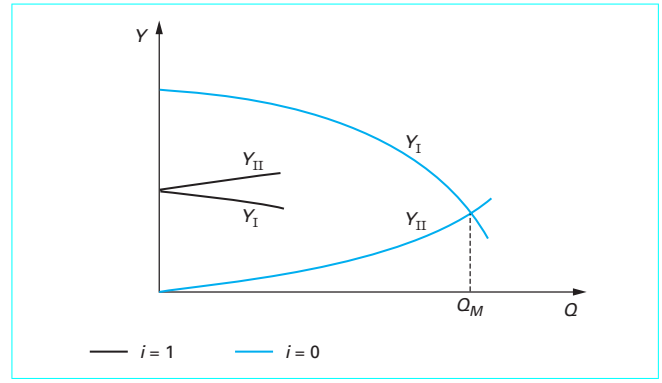


Figure 4 – Point de fonctionnement interne d'un coupleur hydrocinétique

une courbe du second degré ascendante, avec l'ordonnée à l'origine $Y_\mathrm{II}(0) = u_2 u_3 \eta_{h\mathrm{II}}^{-1}$. Pour $i = 1$, le point d'intersection se situe à débit nul.

Les couples aux niveaux des aubes s'expriment :

$$M_\mathrm{I} = \frac{\rho Q Y_{t_\mathrm{I}}}{\omega_\mathrm{I}} = \rho Q R_2 u_2 \left(1 - i \frac{R_1^2}{R_2^2}\right) \tag{25}$$

$$M_\mathrm{II} = \frac{\rho Q Y_{t_\mathrm{II}}}{\omega_\mathrm{II}} = \rho Q R_2 u_2 \left(1 - i \frac{R_1^2}{R_2^2}\right) \tag{26}$$

On constate qu'à condition que le débit soit identique dans les deux roues, les couples qui agissent sur les deux aubages sont égaux, d'où le nom de *coupleurs hydrocinétiques*. Par contre, comme on va le voir, les puissances hydrauliques ne sont pas égales, en raison de vitesses différentes.

2.3 Pertes de puissance et rendements

Pour analyser les pertes dans un coupleur hydrocinétique, on part du schéma d'une machine à circuit fermé, ayant un couvercle fixe (figure **5**). Si le couvercle est lié à l'impulseur, donc rotatif, le schéma est simplifié, les paliers correspondants disparaissant (figure **6**).

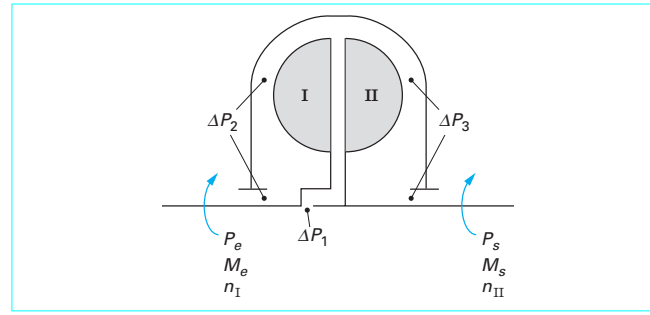


Figure 5 – Schéma d'un coupleur hydrocinétique fermé couvercle fixe

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

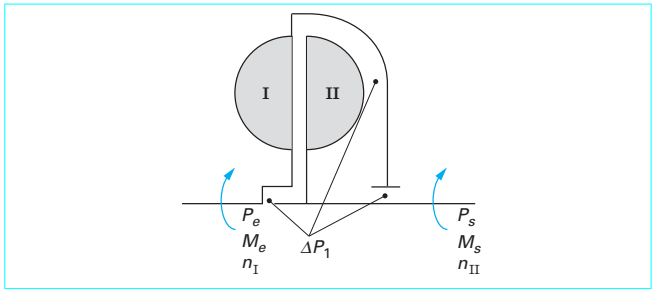


Figure 6 – Schéma d'un coupleur hydrocinétique fermé à couvercle lié à l'impulseur

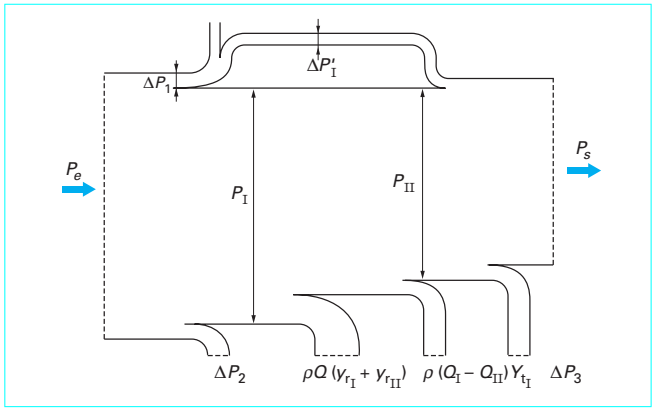


Figure 7 – Bilan des puissances

Les relations de bilan des couples et des puissances dans les parties primaire et secondaire d'un coupleur hydrocinétique sont :

$$M_e = M_I + \Delta M_1 + \Delta M_2 \quad (27)$$

$$P_e = P_I + \Delta P_1 + \Delta P_2 \quad (28)$$

$$M_s = M_{II} + \Delta M_1 - \Delta M_3 \quad (29)$$

$$P_s = P_{II} + \Delta P'_1 - \Delta P_3 \quad (30)$$

avec ΔP pertes de puissance.

Nota : La puissance ΔP_1 n'est pas en totalité une perte ; une partie, $\Delta P'_1$ est transmise par voie mécanique entre le primaire et le secondaire, tandis que les puissances ΔP_2 et ΔP_3 sont dissipées par frottements mécaniques dans les paliers sur le couvercle fixe, et par frottements hydrauliques entre la partie arrière des roues et le couvercle (pertes par frottement de disque).

La circulation des puissances est représentée figure **7**.

On commence par définir le rendement du coupleur hydrocinétique par le rapport des puissances à la sortie et à l'entrée :

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} = \frac{P_I}{P_e}\frac{P_{II}}{P_I}\frac{P_s}{P_{II}} \quad (31)$$

Les rapports extrêmes définissent les rendements mécaniques du primaire et du secondaire :

$$\eta_{m_I} = \frac{P_I}{P_e} = \frac{P_I}{P_I + \Delta P_1 + \Delta P_2} \approx 1 - \frac{\Delta P_1}{P_I} - \frac{\Delta P_2}{P_I} \quad (32)$$

$$\eta_{m_{II}} = \frac{P_s}{P_{II}} = \frac{P_{II} + \Delta P'_1 - \Delta P_3}{P_{II}} \approx 1 + \frac{\Delta P'_1}{P_{II}} - \frac{\Delta P_3}{P_{II}} \quad (33)$$

Le rapport des puissances hydrodynamiques comprend les rendements volumique η_v et hydraulique η_h du coupleur hydrocinétique :

$$\frac{P_{II}}{P_I} = \frac{\rho Q_{II} Y_{t_{II}}}{\rho Q_I Y_{t_I}} = \eta_v \eta_h \quad (34)$$

où le rendement hydraulique est à son tour décomposé en :

$$\eta_h = \frac{Y_{t_{II}}}{Y_{t_I}} = \frac{Y_I}{Y_{t_I}}\frac{Y_{t_{II}}}{Y_{II}} = \eta_{h_I}\eta_{h_{II}} = i \quad (35)$$

On retrouve donc l'expression classique du rendement d'une machine hydraulique :

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_h = \eta_{m_I}\eta_{m_{II}}\eta_v\eta_{h_I}\eta_{h_{II}} \quad (36)$$

Une autre forme de ces expressions peut être établie en introduisant le rapport de transmission i :

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} = \frac{\omega_{II} M_s}{\omega_I M_e} = i K_M \quad (37)$$

avec K_M rapport des moments, proche de l'unité :

$$K_M = \eta_m \eta_v \approx 1 \quad (38)$$

Ainsi, on peut bien souvent accepter l'approximation :

$$\eta = \eta_h = i \quad (39)$$

qui est satisfaisante pour des rapports de transmission assez éloignés de l'unité. Dans certains cas (coupleur hydrocinétique fermé), le rendement volumique est négligé.

Dans les coupleurs ayant seulement un couvercle attaché à l'impulseur (figure **6**), les puissances ΔP_2 et ΔP_3 sont nulles et le rendement mécanique atteint de meilleures valeurs.

La puissance à l'entrée est :

$$P_e = \frac{\rho Q_I Y_{t_I}}{\eta_{m_I}} = \rho C_1 h D^3 n_I \sqrt{\frac{(1-i^2)\left(1-\frac{R_1^2}{R_2^2}\right)}{a_I + a_{II}}}\, u_2^2 \left(1 - i\frac{R_1^2}{R_2^2}\right)\eta_{m_I}^{-1} \quad (40)$$

Nota : Cette expression, bien que compliquée, est encore très simple par rapport au phénomène réel qu'elle décrit.

2.4 Similitude hydrodynamique

Les principes de similitude sont largement applicables dans la conception aussi bien que dans l'exploitation des coupleurs hydrocinétiques. Les constructeurs proposent des séries de coupleurs hydrocinétiques fermés basées sur le même modèle. Dans l'exploitation, les nombreuses situations dans lesquelles fonctionne un coupleur hydrocinétique nécessitent également un calcul basé sur des critères de similitude. Dans le cas des coupleurs hydrocinétiques, on peut appliquer les principes de similitude des turbomachines pour les phénomènes hydrodynamiques.

Les coupleurs hydrocinétiques sont caractérisés par le diamètre D, défini comme le diamètre du cylindre tangent à l'extérieur du tore (figure **2**). Cette dimension, exprimée en millimètres, apparaît souvent dans la désignation des coupleurs (comme dans le tableau **1** par exemple).

■ **La similitude géométrique** consiste à assurer un même rapport entre toutes les longueurs correspondantes du circuit hydraulique rapportées à D, c'est-à-dire une *échelle géométrique unique*. Cette

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

échelle ne s'applique pas en dehors du circuit hydraulique, pour les paliers et les autres éléments constitutifs.

■ **La similitude cinématique** introduit le temps, donc la vitesse de rotation, et impose finalement une *échelle unique pour les triangles des vitesses* dans les points correspondants.

■ **La similitude dynamique** aboutit aux *lois de similitude des turbomachines*, donc aux *critères de Râteau* (voir *Caractéristiques et similitudes des turbomachines*, B 4 402, du présent traité), ou sous la forme appliquée dans la norme NF EN 60995 : coefficients adimensionnels de débit et d'énergie, ou de débit et de vitesses. Une autre méthode, plus précise, consiste à déduire les critères des équations déjà obtenues, méthode appliquée ici.

En combinant les relations (24) et (25), il résulte que :

$$M = M_{\mathrm{I}} = M_{\mathrm{II}} = \rho C_1 h D^3 n_{\mathrm{I}} \sqrt{\frac{(1-i^2)\left(1-\dfrac{R_1^2}{R_2^2}\right)}{a_{\mathrm{I}}+a_{\mathrm{II}}}} R_2 u_2^2 \left(1 - i\,\frac{R_1^2}{R_2^2}\right) \quad \textbf{(41)}$$

ou, en groupant les termes dimensionnels,

$$M = \lambda \rho \omega_{\mathrm{I}}^2 D^5 \quad \textbf{(42)}$$

avec λ fonction de i et h constituant l'équivalent d'un paramètre de similitude.

Pour la puissance à l'entrée, on trouve également la formule :

$$P_e = \lambda \rho \omega_{\mathrm{I}}^3 D^5 \quad \textbf{(43)}$$

Nota : Avec les relations (42) et (43), on calcule l'influence du changement d'un paramètre, par exemple la vitesse de rotation, sur la puissance et le couple.

Les formules précédentes, quoique correctes (cf. norme VDI 2153), ont été transformées de différentes manières en raison de la valeur trop petite de l'unité de puissance SI, le watt.

Dans la littérature allemande ancienne, on trouve des coefficients comme :

$$M_{e1000} = M_e\left(\frac{1000}{n_{\mathrm{I}}}\right)^2 \text{ et } P_{e1000} = P_e\left(\frac{1000}{n_{\mathrm{I}}}\right)^2 \quad \textbf{(44)}$$

ou

$$K_1 = \frac{P_e}{D^5\left(\dfrac{n_{\mathrm{I}}}{1000}\right)^3} \text{ et } K_2 = \frac{P_e}{D^5\left(\dfrac{n_{\mathrm{I}}}{100}\right)^3} \quad \textbf{(45)}$$

Dans la littérature anglo-saxonne, on définit le facteur de capacité (*capacity factor*) avec la formule :

$$K_3 = \frac{n_{\mathrm{I}}}{\sqrt{M_e}} \quad \textbf{(46)}$$

Dans la littérature russe (cf. norme GOST 17172), on utilise les coefficients :

$$\lambda_1 = \frac{M_e}{\rho n_{\mathrm{I}}^2 D^5} \text{ ou } \lambda_1 = \frac{M_e}{\gamma n_{\mathrm{I}}^2 D^5} \quad \textbf{(47)}$$

utilisant aussi des unités SI ou anciennes.

L'emploi des formules du type (42) à (47) nécessite une très grande attention, car à différents moments, on a utilisé toutes sortes d'unités de mesure comme HP pour la puissance, lb · ft pour le couple, et le nombre de tours n est introduit soit en tours par minute, soit en tours par seconde.

Une formule couramment utilisée est :

$$P = 10^{-6} A n_{\mathrm{I}}^3 D^5 \quad \textbf{(48)}$$

avec P puissance nominale exprimée en kW.

D'après les documents fournis par les constructeurs, pour le régime nominal, A prend des valeurs comprises entre 0,6 et 1,35 en raison de la diversité des solutions envisagées.

On voit que les grandeurs λ, A et C_1 sont fonctions de **paramètres variables avec l'exploitation**, comme i et h, mais dépendent aussi de tous les éléments géométriques des deux roues.

La seconde catégorie de paramètres a un **caractère cinématique** : ce sont le rapport de transmission i, défini dans la relation (10), et le glissement g, défini comme pour les machines asynchrones :

$$g = \frac{\omega_{\mathrm{I}} - \omega_{\mathrm{II}}}{\omega_{\mathrm{I}}} = 1 - \frac{\omega_{\mathrm{II}}}{\omega_{\mathrm{I}}} = 1 - i \quad \textbf{(49)}$$

Un autre paramètre est le rendement η, défini par la relation (31).

3. Choix et fonctionnement

3.1 Critères de choix

Un coupleur hydrocinétique doit répondre à certaines exigences, qui guident le choix, comme :

— transmettre la puissance du moteur à la machine asservie avec le meilleur rendement ;

— répondre aux autres conditions d'exploitation de l'ensemble, par exemple assurer le débrayage, limiter la puissance transmise à moyen terme ou permettre le réglage du rapport de transmission en marche ;

— correspondre aux gabarits requis.

■ Pour le choix d'**un coupleur hydrocinétique à remplissage constant**, l'utilisateur doit préciser les valeurs nominales de la puissance P et la vitesse de rotation du moteur n_M, le rapport de transmission i étant nécessairement compris entre 0,95 et 0,97. La **puissance nominale *P*** est considérée comme étant la puissance transmise en régime continu de fonctionnement, sans échauffement anormal, à une vitesse d'entrée égale à la vitesse nominale du moteur n_M.

Le **domaine des puissances** des coupleurs hydrocinétiques est aujourd'hui compris entre 0,3 kW et 27 000 kW, mais des réalisations d'exception peuvent aller jusqu'à 60 000 kW. La **vitesse de rotation** peut atteindre 20 000 tr · min^{-1} et le **diamètre *D*** est limité à 1 150 mm. Bien sûr, toute combinaison (P, n_M) n'est pas possible, la formule (48) avec $A \approx 1$ permettant de réaliser un premier tri.

La plupart des constructeurs présentent, en particulier pour les coupleurs hydrocinétiques fermés, **des abaques** très simples, avec n en abscisse et P en ordonnée, en coordonnées logarithmiques, sur lesquels sont tracées des droites correspondant à l'équation (48) pour différentes valeurs du diamètre caractéristique D. Un exemple d'abaque tracé par l'auteur est présenté figure **8**.

Parfois, les constructeurs fournissent les informations nécessaires sous forme de tableaux tels que le tableau **1**.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

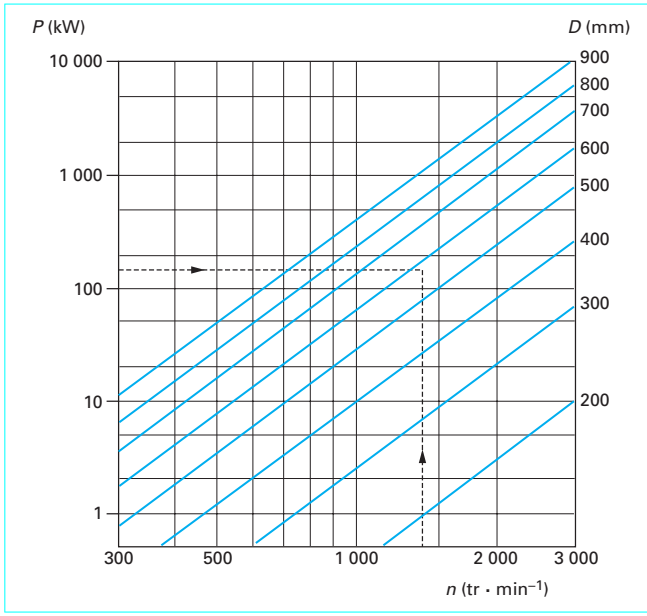


Figure 8 – Abaque pour le choix du diamètre *D* d'un coupleur hydrocinétique

Tableau 1 – Dimensions et caractéristiques de coupleurs hydrocinétiques (d'après la société Hidromecanica SA)

Type	275	330	370	420	500	630	710
Puissance maximale ..... (kW)	5,5	13,5	27	57	132	490	650
n_M ... (tr · min^{-1})	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500	1 500
g ..... (%)	5	5	5	5	5	5	5

Si les gabarits résultants sont trop grands, il est possible d'introduire entre le moteur et le coupleur hydrocinétique un *multiplicateur à engrenages* et entre le coupleur hydrocinétique et la machine asservie un *démultiplicateur* au même rapport de transmission. Comme la puissance dépend du cube de la vitesse de rotation, le même coupleur hydrocinétique va théoriquement transmettre une puissance beaucoup plus grande, mais restent à discuter avec le constructeur les problèmes d'échauffement et de résistance mécanique. D'autres solutions semblables sont possibles dans le cadre des variateurs hydrocinétiques.

■ Le choix d'**un coupleur hydrocinétique à remplissage variable**, pour faire le réglage du rapport de transmission, est beaucoup plus complexe ; on doit en principe connaître les caractéristiques de couple $M(n)$ du moteur, de la machine asservie et du coupleur hydrocinétique pour divers degrés de remplissage et faire les calculs présentés dans le paragraphe 3.4.

Nota : Dans le paragraphe 4.3 sont décrites quelques solutions constructives avec leurs particularités d'exploitation.

3.2 Régimes de fonctionnement

L'étude des turbomachines centrifuges stationnaires a permis de révéler la possibilité de fonctionner dans trois régimes : de pompe, de turbine et de frein rotatif. Les essais faits avec les coupleurs hydrocinétiques, machines complexes à deux roues, ont mis en évidence au moins **cinq régimes de fonctionnement** :

— régime *normal* (principal ou moteur) ;

— régime *suprasynchrone*, ou *de freinage avec récupération d'énergie* ;

— régime de *freinage en contre-courant* ;

— régime de *blocage*, ou *de freinage à turbine calée* ;

— régime *de freinage à impulseur calé*.

Le paramètre qui définit ces régimes est le rapport de transmission i, ou le glissement g. La figure **9** présente une carte des régimes de fonctionnement.

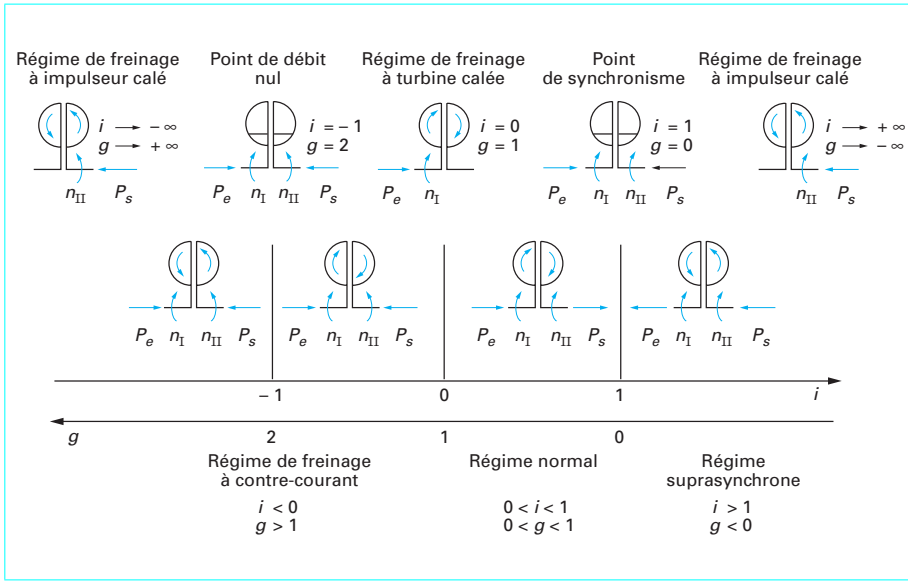


Figure 9 – Carte des régimes de fonctionnement

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

3.2.1 Régime normal

Dans le régime principal, la puissance est transmise normalement, de l'entrée du coupleur hydrocinétique, liée à un moteur, à la sortie, liée à une machine asservie. Ce régime est limité dans le domaine des rapports de transmission ***i* de 0 à 1** ou de glissement ***g* de 1 à 0**. Le rendement est défini par la relation (37) qui peut également s'écrire :

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \approx i = 1 - g \qquad \textbf{(50)}$$

La puissance dissipée ΔP s'exprime :

$$\Delta P = P_e - P_s = P_e\,(1 - \eta) \approx P_e g \qquad \textbf{(51)}$$

À cause de l'échauffement dû à la transformation de la puissance dissipée en chaleur, le temps de fonctionnement aux glissements importants est strictement limité. Comme on l'a déjà dit, les glissements normaux sont de l'ordre de 2 à 5 %, des valeurs plus importantes apparaissent seulement dans les phases transitoires. Dans ce sous-domaine de glissement, appelé « de fonctionnement de longue durée », l'évacuation de la chaleur est assurée et donc le coupleur doit fonctionner seulement dans ce régime.

Dans le régime normal de fonctionnement, le liquide circule de R_1 à R_2 dans le primaire et de R_3 à R_4 dans le secondaire.

3.2.2 Régime suprasynchrone

Dans ce régime, le flux de puissance s'inverse, la puissance d'entraînement entre par le secondaire et sort par le primaire. Le coupleur est **réversible** grâce aux formes presque identiques des aubages de l'impulseur et de la turbine.

Cette situation peut apparaître par exemple quand un véhicule descend une forte pente et que la composante de la pesanteur le long de la pente l'entraîne avec une vitesse supérieure à celle du moteur. Si ce dernier est aussi réversible, il peut passer en générateur, il lui est possible de produire de l'énergie. Si le moteur est stable, on a un frein sur la transmission.

Nota : Cela explique le nom de régime de freinage avec récupération d'énergie.

Le rapport de transmission est supérieur à 1, donc **le glissement est inférieur à 0**.

Pour ce régime, on redéfinit **le rendement** simplement :

$$\eta = \frac{P_e}{P_s} \qquad \textbf{(52)}$$

Les pertes de puissance deviennent :

$$\Delta P = P_s - P_e \qquad \textbf{(53)}$$

Le sens de la vitesse méridienne s'inverse, c'est-à-dire que le liquide passe du secondaire au primaire au rayon $R_2 = R_3$ et du primaire au secondaire au rayon $R_1 = R_4$, et dans la relation (20), la vitesse méridienne devient imaginaire.

Il est intéressant d'observer que pour ***i* = 1**, on atteint le **point de synchronisme** et la circulation du fluide entre le primaire et le secondaire cesse. Par conséquent, les couples hydrodynamiques M_{I} et M_{II} s'annulent. Le liquide est entraîné entièrement comme un solide dans un mouvement de rotation, et pour compenser les pertes de puissance dans les paliers, il faut introduire de la puissance mécanique aussi bien par l'arbre d'entrée que par celui de sortie. Le fonctionnement à $i = 1$ est extrêmement instable, donc difficile a reproduire librement. Dans certains travaux, le domaine compris autour de $i = 1$ est défini comme un régime particulier *de dépassement*.

3.2.3 Régime de freinage à contre-courant

Ce régime apparaît quand le couple résistant de la machine asservie dépasse celui que peut transmettre le coupleur hydrocinétique, par exemple quand un véhicule veut monter une forte pente entraîné par un moteur, mais la composante de la pesanteur le long de la pente entraîne le véhicule vers le bas. Il en résulte que le primaire tourne dans un sens, et le secondaire dans un autre. Pour cette situation, il faut considérer que **le rapport de transmission est négatif,** donc **le glissement est supérieur à 1**.

Pour ***i* = – 1**, la vitesse méridienne s'annule, mais cette fois-ci, à cause du cisaillement du liquide dans le plan de séparation des deux roues, un important couple de frottement hydraulique apparaît et les deux roues doivent être entraînées par les deux arbres. On assiste à une inversion du sens de circulation du liquide, comme pour $i = 1$.

Du point de vue énergétique, une des deux roues fonctionne en régime de pompe et l'autre en régime de frein rotatif, donc il faut consommer de la puissance pour actionner les deux arbres. Il n'est pas question de définir un rendement, par contre la puissance dissipée est :

$$\Delta P = P_e + P_s \qquad \textbf{(54)}$$

On voit que le coupleur hydrocinétique est hautement chargé du point de vue thermique, le temps de fonctionnement doit être sévèrement limité. Ce régime apparaît généralement quand le coupleur hydrocinétique est trop petit par rapport aux puissances du moteur et de la machine asservie.

3.2.4 Régime de freinage à turbine calée (blocage)

Ce régime apparaît pour peu de temps au démarrage, ou dans une situation d'essai du moteur. Dans ce cas, seul le primaire tourne, entraîné par le moteur, le secondaire restant bloqué, donc ***i* = 0**. La roue de l'impulseur fonctionne normalement en pompe, le secondaire devenant une sorte de stator. Pour ce régime, le débit et le couple donné par le primaire sont maximum. On ne peut pas parler de rendement, la puissance dissipée étant égale à celle d'entrée :

$$\Delta P = P_e \qquad \textbf{(55)}$$

Le temps de fonctionnement dans ce régime est sévèrement limité par l'échauffement du liquide. Les retardeurs, ayant une construction semblable aux coupleurs hydrocinétiques, fonctionnent sur commande seulement dans ce régime.

3.2.5 Régime de freinage à impulseur calé

Ce régime est le conjugué du précédent : seul le rotor secondaire tourne couplé avec la machine asservie. Cette situation peut apparaître par exemple quand on arrête le moteur et qu'on veut freiner, le rapport de transmission ***i* étant infini (– ∞ ou + ∞)**. La différence entre les deux situations réside dans le sens de rotation. Le débit et le couple sont maximum. Les pertes sont égales à la puissance du secondaire :

$$\Delta P = P_s \qquad \textbf{(56)}$$

3.3 Courbes caractéristiques

Dans les turbotransmissions hydrocinétiques, on ne considère généralement que les caractéristiques extérieures, c'est-à-dire les relations entre les couples M_e, M_s, ou les puissances P_e, P_s, le rendement η, et les vitesses de rotation n_{I} ou n_{II}. Les relations entre l'énergie spécifique, le débit et les vitesses de rotation, qu'on peut

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

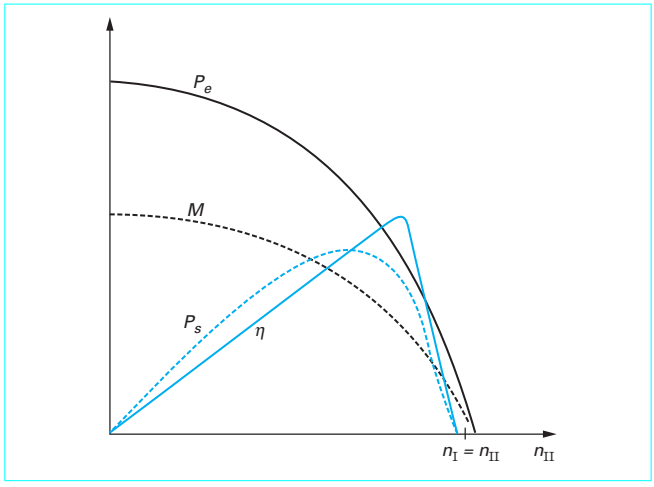


Figure 10 – Courbes caractéristiques pour n_I constante

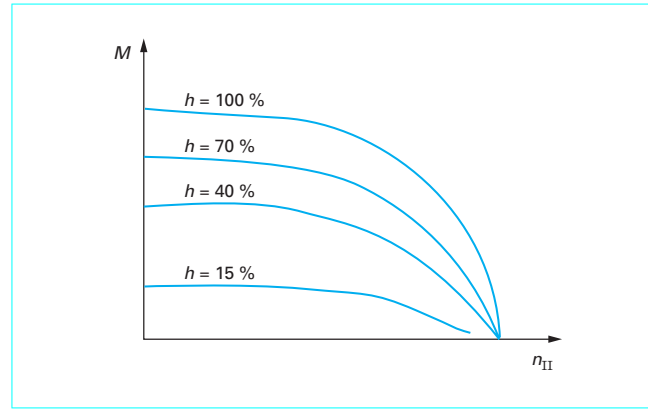


Figure 11 – Influence du degré de remplissage sur la courbe caractéristique

considérer comme des caractéristiques intérieures, extrêmement importantes dans le cas des pompes et des turbines, n'intéressent pas l'utilisateur de coupleur hydrocinétique.

Dans la plupart des cas, les caractéristiques ne sont données que pour le régime normal de fonctionnement. On peut classer les caractéristiques en trois catégories :

— caractéristiques pour la vitesse d'entrée n_I constante ;
— caractéristiques pour plusieurs vitesses d'entrée ;
— caractéristiques en paramètres de similitude.

■ **Pour une vitesse d'entrée constante**, les caractéristiques les plus importantes sont $M(n_{II}, h)$, $P_e(n_{II}, h)$, $P_s(n_{II}, h)$, et $\eta(n_{II}, h)$.

On suppose que $M_e = M_s = M$. La figure **10** présente un exemple de caractéristique pour une valeur donnée du degré de remplissage h d'un coupleur hydrocinétique fermé simple. On voit que la caractéristique de couple $M(n_{II})$ est toujours une courbe décroissante, la valeur maximum étant atteinte pour $n_{II} = 0$. Il arrive parfois que $M(0)$ soit cinq à six fois supérieur au couple nominal, des mesures constructives peuvent alors être prises pour diminuer cette valeur (cf. § 4.1). La courbe de la puissance d'entrée $P_e(n_{II})$ diffère de celle du couple par un coefficient d'échelle, n_I étant constant. Les courbes $P_s(n_{II})$ et $\eta(n_{II})$ ont une allure proche, passent par l'origine et près de l'abscisse $n_{II} = n_I$.

Ces courbes sont fortement influencées par le **degré de remplissage *h*** du circuit hydraulique du coupleur hydrocinétique. Comme conséquence des relations (24) et (26), le débit, et donc le couple et la puissance, diminuent en même temps que h. Ces diminutions sont importantes aux grands glissements, où l'allure de la courbe est fortement déformée (figure **11**).

Si les aubes du coupleur hydrocinétique ne sont pas radiales mais **gauches**, donc les angles β_p diffèrent de 90°, les caractéristiques sont fortement modifiées.

■ **Pour une gamme de vitesses d'entrée n_I**, on peut superposer toutes ces courbes, mais par habitude, on ne conserve que les courbes $M(n_{II})$ et, comme pour les pompes, on introduit des courbes d'isorendement et d'isoglissement (figure **12**).

■ **Les caractéristiques en paramètres de similitude** sont en général les courbes $\lambda(i, h)$ et $\eta(i, h)$. La figure **13** représente l'allure d'une telle courbe pour une valeur donnée du degré de remplissage.

La courbe $\lambda(i, h)$ est la courbe $M(n_{II}, h)$ à une autre échelle ; obtenue en divisant M et n_{II} par des constantes, elle est donc décroissante. Les courbes $\eta(i, h)$ et $\eta(n_{II}, h)$ diffèrent par les valeurs de l'abscisse. Ces courbes sont tracées à partir des résultats obtenus

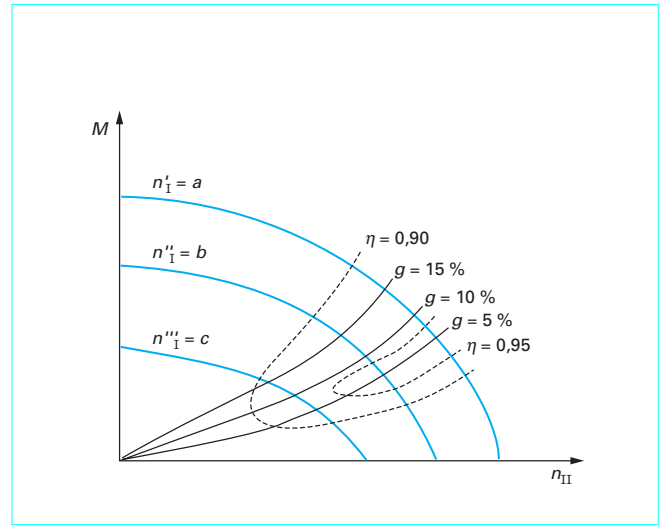


Figure 12 – Courbes caractéristiques pour une gamme de vitesses d'entrée

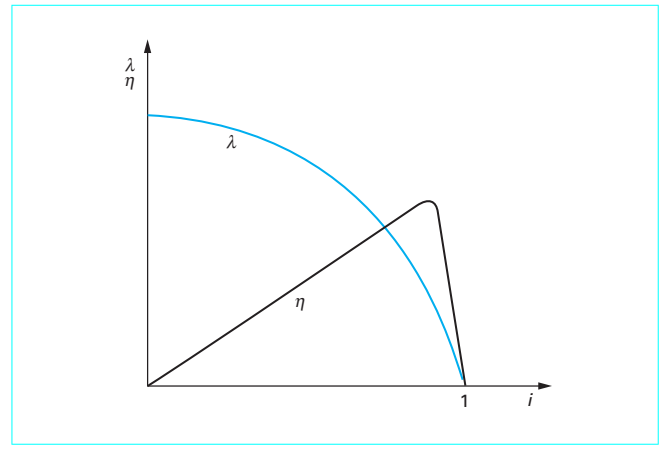


Figure 13 – Caractéristiques en paramètres de similitude

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

sur les bancs d'essais faits sur un modèle, et servent pour déterminer par calculs les caractéristiques dimensionnelles présentées plus haut. Des calculs plus précis prennent en compte le fait que les pertes mécaniques ne répondent aux mêmes lois de similitude et introduisent des corrections (cf. norme NF EN 60995), mais généralement, plus les dimensions sont élevées, plus le taux de pertes mécaniques diminue.

On utilise aussi d'autres courbes semblables, par exemple la courbe du couple en fonction du glissement $M\,(n_I, g)$.

3.4 Détermination du point de fonctionnement

Considérons dans un premier temps un ensemble composé d'un moteur et d'une machine asservie. Les caractéristiques mécaniques du moteur sont supposées connues sous la forme des fonctions $M_M\,(n_M)$ ou $P_M\,(n_M)$ et $\eta_M\,(n_M)$. D'autres paramètres peuvent intervenir en plus de n_M, comme l'ouverture d'un papillon dans le cas des moteurs à combustion interne, en faisant apparaître une famille de courbes. Les caractéristiques de la machine asservie sont connues sous la forme des fonctions $M_A\,(n_A)$ ou $P_A\,(n_A)$ et $\eta_A\,(n_A)$, d'autres paramètres que n_A pouvant aussi intervenir.

Commençons par un court rappel de l'équation du mouvement d'un système tournant formé d'un moteur et d'une machine asservie :

$$M_M - M_A = J\,\frac{\mathrm{d}\omega}{\mathrm{d}t} \qquad \textbf{(57)}$$

avec J le moment d'inertie équivalent, qui contient les moments d'inertie de toutes les parties tournantes du moteur, de la machine asservie et du coupleur hydrocinétique.

Dans les points de fonctionnement permanent, l'accélération angulaire est nulle et les deux machines ont la même vitessse et le même couple, donc les équations sont :

$$n_M = n_A = n \text{ et } M_M\,(n) = M_A\,(n) \qquad \textbf{(58)}$$

Si on connaît une expression convenable pour les caractéristiques $M_M\,(n)$ et $M_A\,(n)$, la relation (58) devient une équation algébrique à une inconnue, et on peut trouver une solution exacte ou numérique pour la vitesse de rotation n_f et pour le couple M_f au point de fonctionnement F. Graphiquement, cela revient à trouver les coordonnées du point d'intersection des deux courbes, comme sur la figure **14**.

Si on étudie les conditions de démarrage, on constate que l'ensemble part seulement si, pour $n = 0$, on a $M_M > M_A$. Aussi, tout point de fonctionnement est stable aux petites oscillations si :

$$\frac{\partial M_M}{\partial n} - \frac{\partial M_A}{\partial n} < 0 \qquad \textbf{(59)}$$

On remarque qu'il peut exister un point de fonctionnement stable pour un tel ensemble sans qu'on puisse y arriver par démarrage. Dans ce cas, un moteur auxiliaire s'impose, c'est-à-dire *un démarreur*, pour ajouter au départ son couple à celui du moteur principal. Le rendement de l'ensemble η_E est :

$$\eta_E = \eta_M\,(n_f)\,\eta_A\,(n_f) \qquad \textbf{(60)}$$

Si la valeur est satisfaisante, c'est que les machines ont été correctement choisies.

De la même manière, on peut examiner la situation d'un ensemble réunissant un moteur, un coupleur hydrocinétique et une machine asservie. Dans ce cas, le moteur est couplé avec le primaire

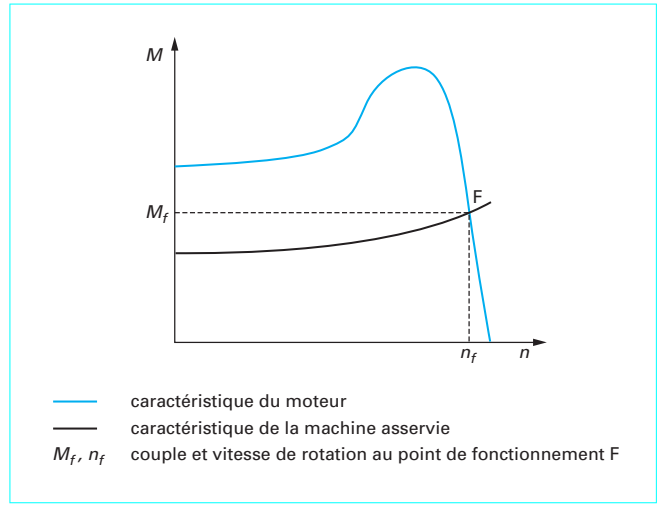


Figure 14 – Point de fonctionnement d'un ensemble « moteur + machine asservie »

du coupleur hydrocinétique et la machine asservie avec le secondaire. On a donc les conditions de couplage suivantes :

$$n_M = n_I \text{ et } M_M\,(n_M) = M_e\,(n_I) \qquad \textbf{(61)}$$

$$n_{II} = n_A \text{ et } M_s\,(n_{II}) = M_A\,(n_A) \qquad \textbf{(62)}$$

Si on suppose que les frottements mécaniques dans le coupleur hydrocinétique jouent un rôle négligeable, on peut dire que le couple se conserve à travers la chaîne cinématique, donc :

$$M_M\,(n_M) = M_e\,(n_I) = M_s\,(n_{II}) = M_A\,(n_A) \qquad \textbf{(63)}$$

mais pour les vitesses de rotation, on a :

$$n_M = n_I \neq n_{II} = n_A \qquad \textbf{(64)}$$

de sorte qu'il y a une seule équation (63), avec deux inconnues, n_I et n_{II}. Pour résoudre ce problème, il faut ajouter l'équation du moment du coupleur hydrocinétique (42) sous la forme :

$$M_M\,(n_I) = \lambda \rho \omega_I^2\, D^5 \qquad \textbf{(65)}$$

ou

$$M_A\,(n_{II}) = \lambda \rho \omega_I^2\, D^5 \qquad \textbf{(66)}$$

avec λ fonction de h et de $\dfrac{n_{II}}{n_I} = i$.

On a alors un système de deux équations, (63) et (65) ou (66), à deux inconnues, et on peut trouver une solution. Et dans ce cas, si on connaît une expression suffisamment précise pour $\lambda\,(i, h)$, on peut trouver une solution par voie algébrique ou numérique.

Deux interprétations graphiques, qui étaient des méthodes de résolution quand on ne disposait pas de méthodes numériques, peuvent être retenues : la construction de la courbe auxiliaire du **sous-ensemble « moteur + coupleur hydrocinétique »** (figure **15 *a***) ou celle du **sous-ensemble « coupleur hydrocinétique + machine asservie »** (figure **15 *b***).

■ Pour construire la courbe du premier sous-ensemble (figure **15 *a***), on commence par tracer sur le cadran gauche la caractéristique $M_M\,(\omega_M)$ du moteur. Puis, en choisissant une série de rapports de transmission i_1, i_2, i_3, etc., dont nécessairement $i = 0$ et une valeur dans la gamme 0,95 à 0,98, on calcule à l'aide de la caractéristique $\lambda\,(i, h)$, les valeurs correspondantes λ_1, λ_2, λ_3, etc. pour un degré de remplissage h donné.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

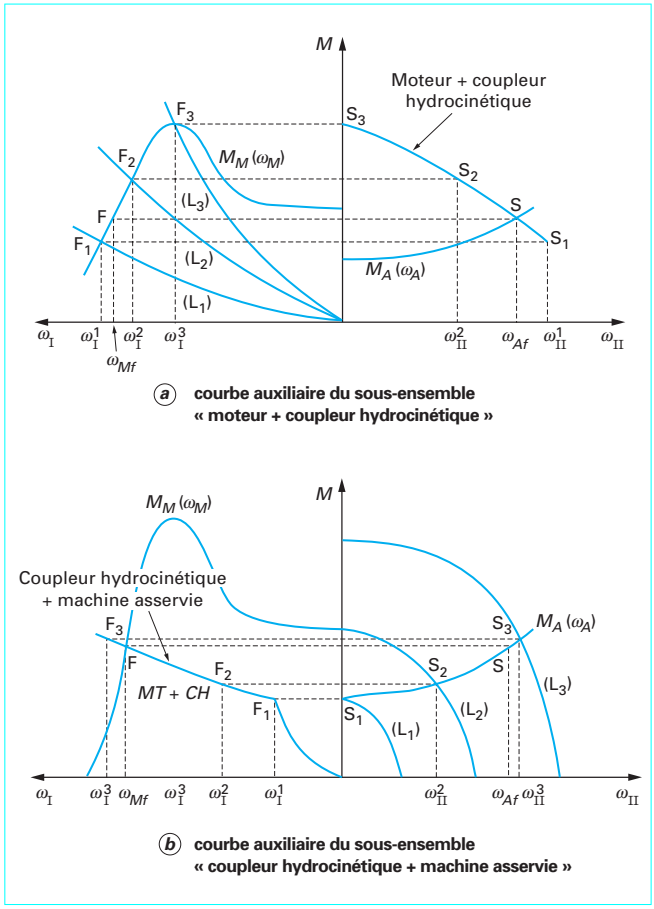


Figure 15 – Point de fonctionnement d'un ensemble « moteur + machine asservie » avec coupleur hydrocinétique

Ensuite, on calcule et on représente les courbes paraboliques (L_1), (L_2), (L_3), etc., d'équations $M_1 = \lambda_1 \rho \omega_I^2 D^5$, $M_2 = \lambda_2 \rho \omega_I^2 D^5$, $M_3 = \lambda_3 \rho \omega_I^2 D^5$ (ces courbes sont parfois nommées *courbes d'équiglissement*). On trouve les points F_1 (ω_I^1, M_1^1), F_2 (ω_I^2, M_1^2), F_3 (ω_I^3, M_1^3), etc., aux intersections avec la caractéristique du moteur. On calcule successivement les vitesses de sortie correspondantes avec les relations $\omega_{II}^1 = i_1 \omega_I^1$, $\omega_{II}^2 = i_2 \omega_I^2$, $\omega_{II}^3 = i_3 \omega_I^3$ etc. et on revient dans le cadran de droite pour représenter les points de coordonnées S_1 (ω_{II}^1, M_I^1), S_2 (ω_{II}^2, M_I^2), S_3 (ω_{II}^3, M_I^3), etc. En réunissant les points S_1, S_2, S_3, etc., on obtient la caractéristique du sous-ensemble « moteur + coupleur hydrocinétique ». Le point de fonctionnement de la machine asservie se trouve à l'intersection de la caractéristique du sous-ensemble « moteur + coupleur hydrocinétique » avec celle de la machine asservie, c'est-à-dire M_A (ω_A). Si on désigne par S (ω_{Af}, M_f) ce point d'intersection, on a la vitesse ω_{Af} de la machine asservie, et à l'aide de sa caractéristique de rendement (pas représentée sur la figure), on a aussi son rendement η_A (ω_{Af}). Une parallèle jusqu'à la caractéristique du moteur donne aussi sa vitesse ω_{Mf} à son point de fonctionnement F, et d'après sa caractéristique de rendement (non représentée) on obtient aussi la valeur du rendement η_M (ω_{Mf}). Avec le rapport de transmission de fonctionnement $i_f = \omega_{Af} / \omega_{Mf}$, on peut obtenir ensuite le rendement du coupleur hydrocinétique sur sa caractéristique η (i_f) et calculer le rendement de l'ensemble η_E :

$$\eta_E = \eta_M (\omega_{Mf})\ \eta\ (i_f)\ \eta_A\ (\omega_{Af}) \qquad \textbf{(67)}$$

On remarque que le paramètre λ atteint sa valeur maximale et le sous-ensemble a le couple maximal pour $i = 0$, situation très favorable pour le démarrage ainsi que pour la stabilité. En pratique, on trouve souvent des situations où, pour $\omega_I = 0$, le couple M_M est insuffisant pour le démarrage de la machine asservie, mais si le couple maximal du moteur est plus grand que celui de cette dernière, en ajoutant un coupleur hydrocinétique bien choisi, l'ensemble démarre. Pour différents h, on répète la construction de la même façon.

■ La deuxième possibilité, symétrique de la précédente, consiste à construire la caractéristique du sous-ensemble « coupleur hydrocinétique + machine asservie » (figure **15 *b***). On commence par tracer la caractéristique M_A (ω_A) de la machine et sur le même cadran de droite, on représente, pour diverses valeurs de vitesses du primaire $(\omega_I^1, \omega_I^2, \omega_I^3, etc.)$ les courbes M (ω_{II}) désignées par (L_1) pour $\omega_I = \omega_I^1$, (L_2) pour $\omega_I = \omega_I^2$, (L_3) pour $\omega_I = \omega_I^3$, etc. Ces courbes sont construites en utilisant la relation (66) en choisissant différentes valeurs pour le rapport de transmission i_1, i_2, i_3, *etc.*, et d'après la caractéristique du coupleur λ (i, h), prenant les valeurs correspondantes λ_1, λ_2, λ_3, etc. Aux points d'intersection S_1 (ω_{II}^1, M_I^1), S_2 (ω_{II}^2, M_I^2), S_3 (ω_{II}^3, M_I^3), etc. avec la caractéristique de la machine asservie, on détermine les vitesses ω_{II}^1, ω_{II}^2, ω_{II}^3, etc. Après avoir réuni les points de coordonnées F_1 (ω_I^1, M_1^1), F_2 (ω_I^2, M_1^2), F_3 (ω_I^3, M_1^3), on obtient la caractéristique du sous-ensemble « coupleur hydrocinétique + machine asservie ». À la vitesse du primaire ω_I^1 pour laquelle on a $\omega_{II} = 0$, le couple est égal à M_A (0), limite inférieure de la construction décrite ci-dessus. Pour des vitesses du primaire moindres, la caractéristique du sous-ensemble « coupleur hydrocinétique + machine asservie » se construit en utilisant l'équation $M = \lambda(0) \rho \omega_I^2 D^5$.

Le point de fonctionnement de l'ensemble est l'intersection de la caractéristique du moteur avec celle du sous-ensemble « coupleur hydrocinétique + machine asservie ». À ce point F (ω_{Mf}, M_f), on trouve la vitesse ω_{Mf} du moteur, et en traçant une parallèle, sur la caractéristique M_A (ω_A), on trouve au point S la vitesse de la machine asservie. Comme dans le cas précédent, on calcule les rendements des trois machines et ensuite le rendement de l'ensemble η_E d'après la formule (67).

■ Une situation particulière apparaît dans le cas des **moteurs thermiques à combustion**, machines qui présentent au moins deux courbes M_M (n_M) correspondant à la pleine charge (papillon des gaz à pleine ouverture) et au ralenti (ouverture minimale du papillon). Contrairement aux machines électriques, les moteurs thermiques ont une vitesse de rotation minimale à laquelle le fonctionnement n'est pas stable et le moteur s'arrête. Des points de fonctionnement dans cette région sont donc inacceptables.

En supposant que l'on reprenne la première construction « moteur + coupleur hydrocinétique », on représente (figure **16**) les courbes g = 100 % (i = 0), g = 2 à 4 % (ici, g = 4 %) et les caractéristiques du moteur M_{Mmin} et M_{Mmax}.

Les points d'intersection des caractéristiques du moteur avec la courbe g = 100 % du coupleur hydrocinétique sont appelés **points d'accrochage**. La situation optimale est obtenue quand le point d'accrochage à pleine charge se trouve légèrement à gauche du maximum de la courbe des couples, et quand celui de la courbe de ralenti est près de l'extrémité gauche de la courbe du couple, à une

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

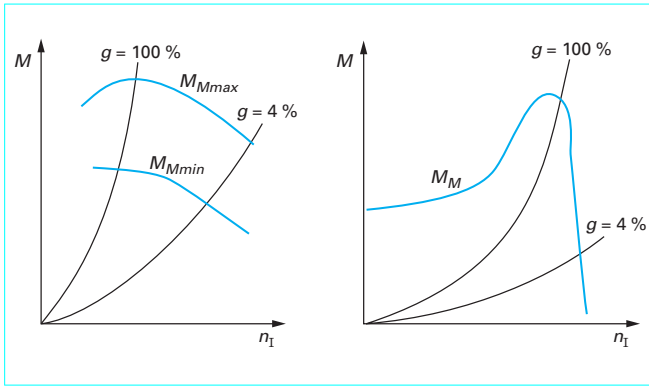


Figure 16 – Couplage d'un coupleur hydrocinétique avec un moteur thermique et électrique

valeur inférieure à celle nécessaire pour faire démarrer le véhicule. Aussi, il faut que les courbes du coupleur hydrocinétique de $g = 5$ % et $g = 2$ % se situent dans la zone des vitesses supérieures du moteur, où celui-ci a de bons rendements. Ainsi, au ralenti, le moteur peut fonctionner sans déplacer le véhicule, et en pleine charge, il démarrera et accélérera jusqu'à la vitesse nominale.

Des constructeurs fournissent parfois l'ensemble « moteur électrique asynchrone + coupleur hydrocinétique ». Ces deux machines sont choisies de telle sorte que la courbe $M = \lambda \rho \omega_I^2 D^5$ pour $i = 0$ passe près du maximum de la caractéristique mécanique du moteur électrique (courbe de Kloss), et que la courbe $M = \lambda \rho \omega_I^2 D^5$ pour $i = 0{,}95$ à $0{,}97$ passe dans le domaine des glissements d'exploitation du moteur électrique. L'ensemble ainsi obtenu peut démarrer dans les meilleures conditions, est stable et a un bon rendement.

3.5 Régime thermique

Le régime thermique des coupleurs hydrocinétiques constitue un problème complexe et très important, car il est déterminant pour la puissance transmise à long terme. Un traitement détaillé doit tenir compte tout d'abord d'un modèle plus précis de la distribution de vitesses afin d'établir la carte des pertes par frottements hydrauliques intérieurs, et ensuite préciser les flux d'évacuation de la chaleur par conduction et par convection, la part du rayonnement étant négligeable. Pour qu'il soit complet, il faut aussi ajouter la contribution des frottements mécaniques dans les paliers.

Nous nous limiterons à quelques considérations qualitatives. Comme les régimes transitoires mécaniques et hydrauliques sont très courts, on les néglige par rapport au régime thermique. Si la totalité des pertes du coupleur hydrocinétique est ΔP, la majeure partie, résultant de frottements mécaniques ou hydrauliques, ΔP_T, est transformée en chaleur, la différence étant dissipée par ventilation ou utilisée pour pomper le liquide vers l'échangeur de chaleur.

La capacité thermique du coupleur $m^* c^*$ est obtenue en additionnant les masses et les capacités thermiques des divers éléments métalliques et du liquide :

$$m^* c^* = m_1 c_1 + m_2 c_2 + m_3 c_3 \tag{68}$$

$$m^* = m_1 + m_2 + m_3 \tag{69}$$

Considérons une expression qualitative pour le coefficient de transmission thermique k du coupleur, par analogie avec celui d'une plaque :

$$k \approx \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{ci}} + \dfrac{\delta}{\lambda_c} + \dfrac{1}{\alpha_{ce}}} \tag{70}$$

L'équation du bilan des pertes thermiques dans le cas d'**un coupleur hydrocinétique fermé** montre que soit l'énergie thermique est évacuée vers l'air extérieur à travers les pièces, soit elle élève la température du liquide et celle du coupleur jusqu'à une température d'équilibre telle que :

$$\Delta P_T = m^* c^* \frac{\mathrm{d}(\Delta T)}{\mathrm{d}t} + kA^* \Delta T \tag{71}$$

Si on considère comme seules variables l'élévation de température ΔT entre l'intérieur du coupleur hydrocinétique et l'air extérieur, et le temps t, on trouve la solution :

$$\Delta T = \frac{\Delta P_T}{kA^*}\left(1 - \exp\left(-\frac{kA^*}{m^* c^*} t\right)\right) = \frac{\Delta P_T}{kA^*}\left(1 - \exp\left(-\frac{t}{tc}\right)\right) \tag{72}$$

On voit que l'élévation de température passe par une valeur stable ΔT_f :

$$\Delta T_f = T_c - T_e = \frac{\Delta P_T}{kA^*} \tag{73}$$

Si **le coupleur hydrocinétique est ouvert**, avec un circuit de refroidissement extérieur, la chaleur est évacuée par convection à sa surface et dans l'échangeur thermique, le phénomène étant plus compliqué.

Dans les deux cas, l'élévation de température ΔT se stabilise à une valeur asymptotique ΔT_f, donc on peut apprécier si la température T_c, qui est aussi celle du liquide, est convenable pour celui-ci.

Que le coupleur hydrocinétique soit ouvert ou fermé, l'élévation de température est proportionnelle à la puissance perdue par frottement ΔP_T, d'où la nécessité de fonctionner la plupart du temps dans le régime normal, à de petits glissements. Par contre, une plus grande surface équivalente A^* et un meilleur coefficient de transmission de la chaleur k diminuent l'élévation de température. À cette fin, les coupleurs fermés en particulier ont **le couvercle pourvu d'ailettes**, cela dans un double but : augmenter la surface A^* et favoriser la circulation d'air, comme de petites pales de ventilateur. Il en résulte un meilleur coefficient global d'échange. Le corps est fabriqué par moulage d'un alliage d'aluminium, matériau ayant une excellente conductivité thermique λ_c (environ 200 W · m^{-1} · K^{-1}), en prévoyant des épaisseurs des parois du coupleur hydrocinétique δ les plus faibles possibles.

Le coefficient k est largement influencé par le mouvement des deux fluides, le liquide à l'intérieur et l'air à l'extérieur, dont il faut assurer une bonne circulation. Des expériences ont montré une dépendance presque linéaire avec la vitesse maximale d'entraînement. Ainsi, pour une gamme de vitesses de 20 à 60 m · s^{-1}, les coefficients k varient presque proportionnellement entre 25 et 170 W · m^{-2} · K^{-1} [1].

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

4. Éléments de conception et d'utilisation

4.1 Solutions constructives

Par leur simplicité, les coupleurs hydrocinétiques *fermés* sont utilisés pour les transmissions qui ne nécessitent pas le réglage en marche continu du rapport de transmission, ainsi que pour les ensembles qui ne nécessitent pas l'arrêt de la machine asservie sans l'arrêt du moteur, c'est-à-dire sans débrayage. Par contre, quand ces conditions sont importantes, il faut faire appel à un coupleur hydrocinétique *ouvert*, bien que la solution soit plus complexe et le prix plus élevé.

On utilise encore des coupleurs hydrocinétiques comme éléments de sûreté, afin de limiter les charges transmises au moteur et dans les cas où des pulsations importantes du couple sont à craindre.

D'après la forme méridienne du circuit hydraulique, on distingue dans un premier temps les coupleurs hydrocinétiques avec un noyau central de guidage (un anneau à l'intérieur du circuit hydraulique), et les coupleurs hydrocinétiques sans noyau.

■ La solution **avec noyau central de guidage** a été la première adoptée, les coupleurs hydrocinétiques étant conçus d'après les convertisseurs. Cette solution présente une certaine ressemblance avec les roues des pompes et des turbines. Elle a de bons rendements pour un rapport de transmission donné, mais la courbe des rendements est extrêmement aiguë pour ce point. De plus, à débit nul, le couple à l'entrée vaut cinq à sept fois la valeur nominale, constituant une charge trop lourde pour le moteur. Cette solution est encore utilisée pour des coupleurs hydrocinétiques à aubes gauches, ayant un rapport de transmission nominal différent de 1.

■ La solution **sans noyau de guidage** et avec des aubes planes radiales constitue à présent la solution la plus répandue grâce à ses avantages aussi bien technologiques que d'exploitation, tant pour les coupleurs hydrocinétiques fermés que ouverts. Les essais ont démontré une réduction du couple à l'entrée dans le régime à secondaire calé, ainsi qu'un rendement satisfaisant sur une plage plus étendue du rapport de transmission grâce aux libertés laissées à la forme de l'anneau liquide.

Les *coupleurs hydrocinétiques fermés sans noyau*, afin de diminuer encore le couple de démarrage, ont utilisé différentes solutions : grand nombre d'aubes, déflecteur, roues asymétriques, chambres.

● Le *coupleur hydrocinétique à déflecteur*, à présent obsolète, présente une coupe méridienne presque identique pour les deux roues mais sur la turbine est disposé un disque boulonné, concentrique et perpendiculaire à l'arbre, obturant une partie de la section de l'anneau en R_4.

Pour comprendre l'action de ce déflecteur, il faut faire appel aux forces qui agissent sur une particule liquide. Quand cette particule exécute son double mouvement de rotation, autour de l'axe du coupleur hydrocinétique et autour de l'axe circulaire du tore, elle est soumise à deux forces centrifuges correspondantes qui se composent. Mais aux rayons $R_2 = R_3$, la résultante est la somme de ces deux forces, et aux rayons $R_1 = R_4$, elle est leur différence. Les rayons R_i ne sont pas constants mais si $R_2 = R_3$ reste presque inchangé au même degré de remplissage, R_1 et R_4 se modifient sous l'action de forces centrifuges. Si la turbine est calée, le liquide de l'intérieur, soumis à la seule force centrifuge due à la rotation autour de l'axe du tore, suit le contour de la coquille et se heurte au déflecteur, lequel est contourné moyennant de grandes pertes de charges. Il s'ensuit que le coefficient a_{II} augmenté, la vitesse v_m diminue, et à leurs tours le débit et le couple diminuent. Par contre, quand la turbine accélère, à une certaine vitesse de rotation, les forces centrifuges dues au mouvement d'entraînement augmentent le rayon R_4, et

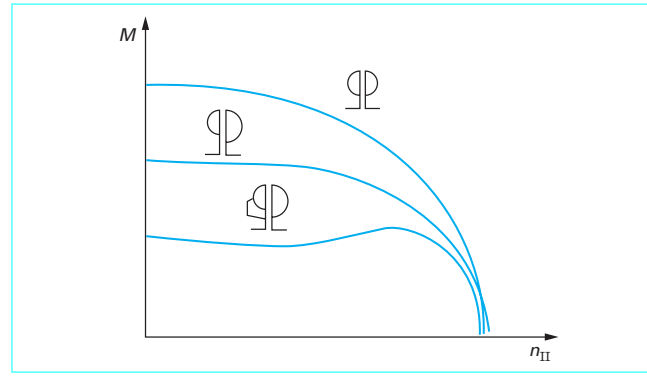


Figure 17 – Influence de la coupe méridienne sur la caractéristique de couple

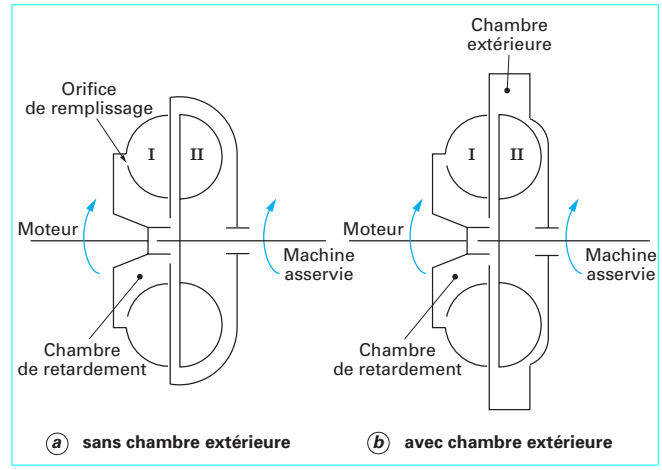


Figure 18 – Coupleurs hydrocinétiques à chambre de retardement

le courant passe au-dessus du déflecteur, avec une perte de charge minimale.

● Consécutivement à cette solution, on a conçu des *coupleurs hydrocinétiques avec des coupes méridiennes différentes*, la roue de la turbine commençant beaucoup plus près de l'axe que celle de l'impulseur. Le phénomène hydrodynamique est le même que dans le cas du déflecteur. Sur la figure **17**, on voit l'influence de la coupe méridienne sur l'allure des caractéristiques de couple.

■ L'analyse du phénomène d'**embrayage dans les coupleurs hydrocinétiques réglables**, qui se fait à un dégré de remplissage réduit, a permis de trouver une solution de compromis pour les coupleurs fermés. C'est Sinclair qui a eu l'idée de disposer à l'intérieur du coupleur hydrocinétique un **réservoir attaché à la turbine**, avec lequel elle communique, et qui contient au repos une partie du liquide. Ainsi, le degré de remplissage du tore est initialement réduit, comme le débit et le couple. Au fur et à mesure que la roue accélère, le liquide passe du réservoir au tore, le degré de remplissage du coupleur hydrocinétique augmente jusqu'à la vidange du réservoir, et par conséquent le débit et le couple augmentent. Ce type de coupleur hydrocinétique est encore connu sous le nom de *coupleur hydrocinétique de traction*.

● À présent, dans la plupart des cas, le réservoir est attaché au primaire et porte le nom de *chambre de retardement* (figure **18 *a***). À cause de la position de la chambre, située aux petits rayons pour

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

se décharger grâce aux forces centrifuges, elle a aussi le nom de *chambre intérieure*. Pour mieux contrôler le remplissage du tore, au lieu de simples orifices de communication, on utilise des valves contrôlées par les forces centrifuges ou par d'autres moyens.

● Ces dernières années, on a ajouté une autre chambre, toujours attachée au primaire, située cette fois-ci aux grands rayons, nommée *chambre extérieure* ou *annulaire* (figure **18 *b***). Au départ, le liquide situé à l'intérieur du tore passe dans cette chambre et le démarrage se fait très doucement. Après le démarrage, la chambre de retardement remplit graduellement le tore.

■ La plupart des constructeurs proposent des **coupleurs fermés à roues asymétriques**, sans chambre, ou avec un ou deux réservoirs attachés au primaire. On remarque, en plus d'une réduction de deux à trois fois du couple de démarrage, une caractéristique de couple « en selle », donc la perte de l'allure monotone décroissante de la courbe du couple.

Dans certains cas de véhicules, le gabarit radial constitue une condition restrictive. Pour ces situations, on a conçu le *coupleur hydrocinétique double*, ayant deux roues secondaires dos-à-dos, et deux roues d'impulseur attachées à la carcasse. En plus de l'avantage du gabarit, les forces axiales sont bien compensées, comme dans les pompes radiales de même type.

Le mode d'insertion des coupleurs hydrocinétiques aux machines conjointes est important car la plupart des coupleurs hydrocinétiques fermés n'ont pas d'appui propre sur le bâti de la machine, mais transmettent leur charge au moteur et à la machine asservie. La liaison avec ces deux machines se fait le plus souvent par le couvercle du coupleur hydrocinétique lié au volant du moteur, et par un arbre servant de moyeu vers la machine asservie. Pour cela, la coquille de l'impulseur est liée au couvercle, toutes les deux tournent dans l'air, assurant ainsi un meilleur échange thermique. Dans ce cas, le coupleur hydrocinétique a deux paliers, entre le couvercle d'une part et l'arbre de sortie d'autre part, cas traités auparavant. Il y a une exception, dans le cas où on interpose entre le coupleur hydrocinétique et la machine asservie une transmission par courroie. La poulie est alors calée sur le couvercle, en liaison avec la turbine, et l'impulseur est calé sur l'arbre.

La plupart des constructeurs placent à la périphérie du coupleur hydrocinétique un orifice bouché par une *pastille fusible* à environ 120 °C. Ainsi, si le glissement augmente à cause d'une surcharge, la température du liquide monte, la pastille fléchit, le liquide s'échappe et le débrayage se produit automatiquement, protégeant le moteur.

D'autres solutions encore plus élaborées existent, comme un relais thermomécanique, qui commande l'arrêt du moteur si la température prescrite est dépassée.

■ **Les coupleurs réglables** changent de rapport de transmission par la variation du degré de remplissage. Il existait auparavant deux solutions : avec gicleurs ou avec écope. Ce sont des machines impressionnantes, disposées avec l'axe horizontal. Elles ont leur propre bâti et des paliers pour leur pesée.

● Les *coupleurs hydrocinétiques réglables à gicleurs* (figure **19 *a***) avaient un couvercle rotatif introduit dans un couvercle fixe. Le couvercle rotatif était percé à la ceinture d'orifices calibrés (les gicleurs), permettant l'écoulement du liquide à une vitesse donnée. Le liquide était collecté dans le carter, d'où une pompe l'envoyait à nouveau vers une valve pour le diriger soit par un tube fixe à l'entrée de l'impulseur, soit à nouveau dans le carter. Ainsi, la manœuvre de la valve coupait l'alimentation du tore, qui se vidait par les gicleurs, réalisant ainsi le débrayage. Si le refroidissement dans le carter était jugé insuffisant, un échangeur était intercalé à la sortie de la pompe. Cette solution a été abandonnée à cause de la durée du processus de débrayage, ainsi qu'en raison du rendement assez modeste, le circuit d'alimentation consommant de la puissance aux charges partielles.

● À présent, les coupleurs hydrocinétiques réglables font varier le degré de remplissage en contrôlant la vidange par une *écope* (figure **19 *b***). Dans cette solution, il existe dans le couvercle une chambre supplémentaire, rotative avec le primaire, où une écope mobile par translation ou par rotation réalise la vidange, envoyant le liquide dans le carter. L'écope collecte le liquide par un orifice dirigé contre le sens de rotation (comme la prise totale de pression du tube de Pitot). C'est une pompe qui aspire le liquide du carter et le dirige par des orifices dans le tore, refermant ainsi le circuit. Les coupleurs hydrocinétiques haut de gamme ont l'écope coulissant en marche, réalisant ainsi la vidange presque totale du circuit, ou par contre le laissant plein de liquide. Le déplacement de l'écope se fait au moyen d'un cylindre (*servomoteur*) hydraulique commandé par un système automatique.

4.2 Liquide

Les liquides utilisés dans les transmissions hydrocinétiques doivent avoir certaines propriétés, parmi lesquelles on peut souligner :

— une *masse volumique* élevée, car toutes choses égales par ailleurs, la puissance transmise y est proportionnelle ;

— une *viscosité* réduite et un *indice de viscosité* élevé (c'est-à-dire une moindre variation avec la température, cf. NF T 60-136), afin de minimiser les pertes par frottement fluide ;

— une *onctuosité* suffisante pour servir à la fois comme liquide énergétique et comme lubrifiant pour les paliers lisses ou à roulement ;

— une *capacité thermique massique* élevée, des *chaleurs latentes de vaporisation et de solidification* élevées et de bonnes propriétés de *transfert thermique* pour maintenir le plus possible l'état d'agrégation et limiter l'élévation de température ;

— une faible *tension de vapeur* aux températures d'exploitation pour éviter l'apparition du phénomène de cavitation ;

— une *température de solidification* basse et des *températures de vaporisation et de flamme* élevées ;

— une faible *tendance au moussage* pour éviter la chute des caractéristiques mécaniques du coupleur hydrocinétique ;

— une *stabilité chimique* et une *passivité* envers l'air et les matériaux, plus spécialement envers les métaux légers ;

— une faible *toxicité* ;

— un *prix* bas et un *réseau de vente* étendu.

Bien sûr, aucun liquide ne répond à toutes ces conditions.

Auparavant, on utilisait des huiles minérales de graissage ou d'autres mélanges d'hydrocarbures, des fluides de synthèse, de l'eau ou des solutions aqueuses, du mercure, etc.

Maintenant, la **norme NF E 48-602** recommande pour les transmissions hydrocinétiques une huile ISO-L-HN (nombre de la classe de viscosité non précisée dans la norme), donc une huile pour les systèmes hydrauliques.

Il faut rappeler que **la classe de viscosité cinématique** est désignée par un nombre entier, proche de la viscosité cinématique exprimé en $mm^2 \cdot s^{-1}$ à la température de 40 °C. Il y a vingt classes de viscosité dans la gamme de 2 à 3200 [8]. La norme E 48-603 présente, pour les huiles hydrauliques, les spécifications et la liste des méthodes de référence, par exemple : viscosité cinématique à 40 °C et à 100 °C, indice de viscosité, indice de neutralisation, moussage (NF ISO 62-47), désaération, pouvoir anticorrosif, propriété anti-usure, toxicité, compatibilité avec les élastomères, stabilité à l'oxydation, température d'auto-inflammation, etc. Mais il n'y a pas de précisions sur la classe HN.

La norme NF E 48-602 prévoit aussi pour les transmissions automatiques l'huile ISO-L-HA, sans précision dans la norme NF E 48-603.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

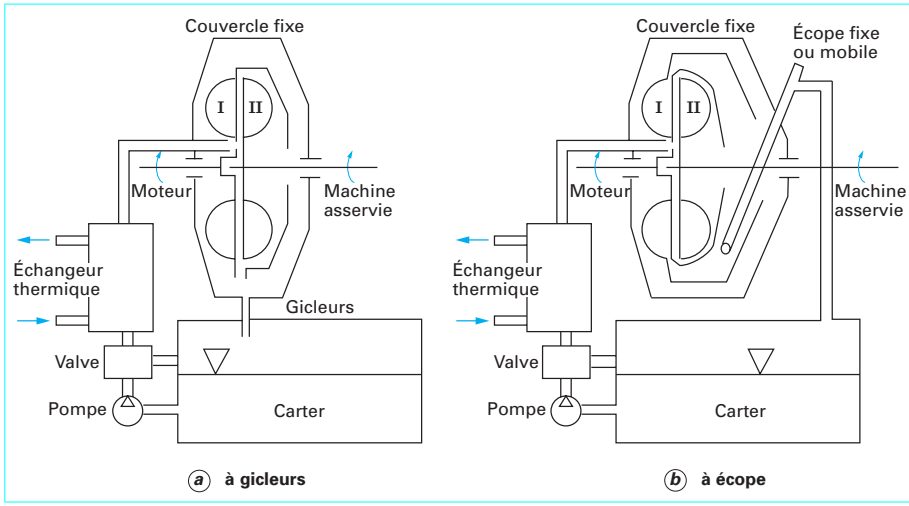


Figure 19 – Coupleurs hydrocinétiques réglables

Certains spécialistes [2] recommandent une huile ayant la viscosité indiquée dans le tableau **2**, une température de flamme de 200 °C minimum et une température de solidification de – 30 °C.

Tableau 2 – Recommandations pour la viscosité de l'huile (d'après [2])

Viscosité cinématique (degré d'Engler)	10 à 11	3 à 3,2	1,4 à 1,5
Viscosité cinématique ($mm^2 \cdot s^{-1}$)	76 à 83	21 à 23	5,1 à 6,3
Température (°C)	20	50	100

D'après le même auteur, les températures d'exploitation peuvent se situer entre 80 et 95 °C ou plus selon la qualité de l'huile. En l'absence d'autres informations, le liquide doit être changé après 1 000 h. Il faut en tout cas se reporter aux indications du fournisseur d'huile.

Aux États-Unis, on recommande des huiles pour transmissions automatiques (ATF) type A et type F qui ont une masse volumique de 887 $kg \cdot m^{-3}$ et une viscosité d'environ 44 $mm^2 \cdot s^{-1}$ (0,44 St) à 3 °C et environ 8 $mm^2 \cdot s^{-1}$ (0,08 St) à 98 °C, un indice de viscosité de 163 et une température de flamme de 160 °C.

■ Pendant longtemps, on a utilisé des **huiles fluides de graissage** ou des mélanges de ces huiles avec d'autres hydrocarbures plus fluides, allant du mazout au kérosène.

■ **L'eau**, avec une masse volumique satisfaisante, une viscosité réduite et un prix accessible, n'a pas trouvé d'utilisation en raison de sa température de vaporisation basse et de sa température de solidification élevée, ainsi que de ses faibles qualités lubrifiantes, imposant une séparation de l'anneau liquide de la zone des paliers. On a cherché à améliorer ses perfomances en la mélangeant avec d'autres substances, par exemple la glycérine, mais les résultats ne furent pas satisfaisants. On l'utilise pourtant aujourd'hui dans les coupleurs hydrocinétiques destinés aux exploitations minières.

■ **Le mercure** a été préconisé en raison de sa masse volumique très élevée, mais son prix, sa toxicité, sa tendance à former des alliages avec les métaux jaunes et de mauvaises propriétés lubrifiantes ont fait abandonner le projet.

■ Le marché reste ouvert aux **liquides de synthèse**, qui peuvent présenter toutes les qualités requises mais restent chers. On peut citer le liquide dit *Pydraul*, de densité relative 1,21, ininflammable, ou *DEXRON* (General Motors).

En conclusion, le **choix du liquide** doit être fait en accord avec le fournisseur du coupleur hydrocinétique qui connaît bien les conditions qu'il doit remplir.

4.3 Matériaux et technologies d'exécution

La solution des coupleurs hydrocinétiques à aubes radiales a permis la fabrication des principales pièces au moyen de divers matériaux et technologies, comme le moulage ou l'emboutissage des pièces et l'assemblage par soudure ou brasure.

Les coupleurs hydrocinétiques à remplissage constant (fermés) utilisés aux petites et moyennes puissances, disposés directement sur les arbres ou sur les flasques, doivent avoir d'une part une masse minimale et d'autre part, doivent évacuer au maximum la chaleur. Les constructeurs ont choisi la solution du **moulage** pour la majorité des pièces : le couvercle, l'impulseur et la turbine ; les matériaux utilisés sont les alliages d'aluminium.

Une autre solution consiste à réaliser les aubes par **découpage** et à les **assembler par soudure** à la coquille emboutie ou soudée. Cette solution est plutôt utilisée pour les convertisseurs des automobiles.

Dans certains cas, pour les transmissions hydrocinétiques, on utilise des **alliages d'aluminium**, de composition chimique Si (4,5 à 5,5 %), Fe (0,8 %), Mn (0,5 %), Mg (0,4 à 0,6 %), Cr (0,25 %), Zn (0,35 %), Ti (0,25 %), le reste étant l'aluminium. Les caractéristiques mécaniques après traitement thermique sont :

— contrainte de rupture 225 MPa ;
— contrainte limite d'écoulement 140 MPa ;
— allongement maximum 2 % ;
— dureté Brinell HB 80.

Dans d'autres compositions, le cuivre atteint 0,3 % et le zinc 0,35 à 0,5 %. Les alliages d'aluminium sont utilisables jusqu'à une vitesse périphérique de 60 à 65 $m \cdot s^{-1}$.

Seules quelques pièces sont réalisées en **acier**, comme l'arbre ou le moyeu, et quelques anneaux dans la zone des paliers à roulements. Pour des vitesses plus grandes, on fait appel aux **aciers alliés** pour toutes les pièces.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

4.4 Avantages et inconvénients

■ Les coupleurs hydrocinétiques présentent les **avantages** suivants :

1. *un couplage extrêmement souple* entre le moteur et la machine asservie, grâce au large domaine de glissements acceptés. À court terme, pour ne pas provoquer l'échauffement, le rapport de transmission est autorégulateur en fonction du moment résistant. On peut avoir une vitesse de rotation extrêmement réduite à la sortie, mais constante et stable si le couple résistant est constant, ce qui dans certaines manœuvres difficiles est un avantage ;

2. *l'amortissement des chocs et des vibrations torsionnelles* qui peuvent apparaître dans la chaîne cinématique ;

3. *la possibilité d'embrayer et de débrayer* avec une usure moindre et aux plus grosses puissances si le coupleur est de type ouvert ;

4. *le démarrage très facile et en douceur*, permettant au moteur d'atteindre une vitesse suffisante avant qu'il ne mette en marche la machine asservie. Par conséquent, le moteur ne cale pas. On peut ainsi faire fonctionner un ensemble même si la machine asservie a au repos un moment résistant supérieur à celui du moteur, à condition que le moment maximal du moteur dépasse celui de la machine asservie, c'est-à-dire s'il y a un point stable de fonctionnement ;

5. le coupleur hydrocinétique ouvert, réglable par variation du degré de remplissage à l'aide d'une écope, assure la fonction de *réducteur*, permettant le réglage continu des rapports de transmission entre i = 0,98 et i = 0,5 à 0,25 et même i = 0,2 en fonction de l'allure de la courbe du moment résistant M_A (n_A). Si le moment est constant, i est compris entre 0,98 et 0,50. Dans le cas d'une variation parabolique du moment résistant, ce qui est le cas des turbomachines hydrauliques et pneumatiques comme les pompes, les ventilateurs et les turbocompresseurs, on peut obtenir le domaine 0,98 à 0,25 et même 0,98 à 0,20 pour i ;

6. la possibilité de *coupler deux moteurs* avec des caractéristiques très rigides à la même machine asservie, chacun travaillant à pleine charge, ou de fonctionner seulement avec un seul moteur ;

7. *une construction assez simple* et une *bonne fiabilité* comparativement aux autres coupleurs.

■ Il faut également souligner certaines **limites** :

1. *les dimensions plus grandes* et *la construction plus compliquée* que celles des joints mécaniques élastiques, d'où un coût plus élevé ;

2. *le rendement* inférieur à celui des joints mécaniques élastiques ;

3. *l'exploitation plus difficile* (changement du liquide, limites des températures ambiantes) et plus coûteuse que celle des joints mécaniques ;

4. pour réaliser un débrayage complet, l'obligation d'avoir un coupleur hydrocinétique *réglable* (ouvert).

4.5 Domaines d'utilisation

Si l'utilisation des coupleurs hydrocinétiques était initialement majoritaire dans le transport, on l'a vue récemment se limiter à l'industrie. Les applications courantes sont rappelées ici.

■ Dans la chaîne cinématique des véhicules

Les convertisseurs introduits dans les boîtes automatiques occupent à présent la majeure partie du marché. Le *coupleur à remplissage constant* (*fermé*), très simple, réalisait auparavant l'embrayage et le démarrage dans de bonnes conditions, spécialement si on utilisait la solution à chambres de retardement et extérieure. Les deux défauts liés à l'utilisation du coupleur hydrocinétique furent le couple de traînée et les possibilités réduites pour l'introduire dans les boîtes de vitesse automatiques.

Nota : Le **couple de traînée** est le couple transmis par le coupleur hydrocinétique quand le moteur est au ralenti. Si ce couple est supérieur au couple résistant, le véhicule ne s'arrête pas et on ne peut pas changer de vitesse. Pour débrayer, il faut utiliser un second embrayage mécanique, dit de coupure, ce qui complique la chaîne.

Le *convertisseur*, avec ces trois aubages, dont le réacteur peut être libéré, calé au carter ou à un train de roues épicycloïdal, offre plus d'avantages (bons rendements dans une gamme plus large de rapports de transmission). Dans ce cas, on peut éliminer l'embrayage de coupure, et le départ est encore plus commode.

Non seulement le convertisseur s'avère être un concurrent pour le coupleur hydrocinétique, mais la traction électrique élimine certaines utilisations de ce dernier.

Toutefois, il existe toujours des transmissions de véhicules à moteur thermique avec des coupleurs hydrocinétiques lorsque le ou les régimes de fonctionnement sont peu variables.

■ Entraînement de pompes

Le *coupleur hydrocinétique ouvert,* permet un réglage du débit des turbomachines par variation de la vitesse de rotation, méthode considérée comme la plus économique. On l'utilise dans l'entraînement des grosses pompes des centrales thermoélectriques, des pompes des raffineries, et dans d'autres cas où il y a d'importantes puissances. Récemment, grâce au développement des convertisseurs électriques de fréquence de moyenne et grande puissance, l'utilisation des coupleurs a été fortement concurrencée mais n'a pas disparu.

■ Amortisseur

Le coupleur hydrocinétique est un excellent amortisseur, donc il constitue une bonne solution de couplage entre un moteur et les machines destinées à la fragmentation mécanique de solides (concasseurs, granulateurs, broyeurs, moulins) où les chocs sont extrêmement violents.

■ À l'entrée de convoyeurs

Le démarrage avec une accélération très convenable de la machine asservie et l'absence de choc ont permis d'utiliser le coupleur hydrocinétique à l'entrée des convoyeurs à longue bande dans l'industrie minière et dans le transport des matériaux de construction. On l'utilise aussi entre le moteur et les grosses bobines de papier ou d'autres matériaux se déchirant.

■ Frein rotatif, ralentisseur

L'utilisation d'un coupleur hydrocinétique comme frein rotatif sur les bancs d'essais ou comme retardateur (ou ralentisseur) dans certains gros véhicules permet un freinage sans choc et sans frottement mécanique.

■ Couplage de moteurs

On peut coupler deux moteurs en parallèle avec la même machine asservie, les petites différences entre les caractéristiques des moteurs étant estompées par le coupleur hydrocinétique. Ce système nécessite un coupleur hydrocinétique réglable (ouvert). Cette solution a été utilisée dans la construction navale.

Les applications dans les moyens de transport et comme réducteur disparaissent ou diminuent. Par contre, dans les machines stationnaires aux régimes de démarrage difficiles ou aux moments résistants variables, le coupleur hydrocinétique reste sans appel la meilleure solution.

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Notations et Symboles		
Symbole	**Unité**	**Définition**
a_I, a_{II}		coefficients équivalents pour les pertes de charge à l'intérieur des aubages du primaire et du secondaire (1)
A	$kW \cdot (tr/min)^{-3} \cdot m^{-5}$	coefficient de puissance
A^*	m^2	aire équivalente de la surface d'échange thermique du coupleur hydrocinétique
b_2	m	épaisseur de la veine de liquide à l'extérieur
c_1	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	capacité thermique massique des alliages d'aluminium utilisés dans la construction
c_2	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	capacité thermique massique des aciers utilisés dans la construction
c_3	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	capacité thermique massique du liquide utilisé
c^*	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	capacité thermique massique moyenne du coupleur hydrocinétique, liquide inclus
C, C_1		constantes numériques dans l'expression du débit
D	m	diamètre caractéristique du coupleur, habituellement diamètre maximal du circuit hydraulique
g		glissement du secondaire par rapport au primaire
H	m	hauteur de pompage, ou chute
h		degré de remplissage
i		rapport de transmission
J	$N \cdot m$	moment d'inertie équivalent
K_M		rapport des couples de sortie et d'entrée
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	coefficient de transmission thermique du coupleur hydrocinétique
m_1	kg	masse des pièces en alliage d'aluminium
m_2	kg	masse des pièces en acier
m_3	kg	masse du liquide dans le coupleur
m^*	kg	masse totale du coupleur hydrocinétique et du liquide
M	$N \cdot m$	moment d'un couple
M_I, M_{II}	$N \cdot m$	moments des couples hydrodynamiques sur les aubages primaire et secondaire
(1) Le primaire désigne l'impulseur et le secondaire la turbine.		
M_e, M_s	$N \cdot m$	moments à l'entrée et à la sortie du coupleur hydrocinétique

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Notations et Symboles		
Symbole	**Unité**	**Définition**
ΔM_1	N · m	moments de frottement mécanique et hydrodynamique entre le primaire et le secondaire
ΔM_2	N · m	moment de frottement entre l'arbre d'entrée et le carter fixe
ΔM_3	N · m	moments de frottement entre l'arbre de sortie et le carter fixe
M_M	N · m	moment du moteur
M_A	N · m	moment résistant de la machine asservie
n_{I}	tr · min^{-1}	vitesse de rotation du primaire
n_{II}	tr · min^{-1}	vitesse de rotation du secondaire
n_M	tr · min^{-1}	vitesse de rotation du moteur
n_A	tr · min^{-1}	vitesse de rotation de la machine asservie
P	W	puissance nominale du coupleur hydrocinétique
P_h	W	puissance hydrodynamique
P_{I}, P_{II}	W	puissance hydrodynamique transmise au liquide ou reçue de celui-ci par les deux aubages
P_e, P_s	W	puissance mécanique à l'entrée et à la sortie du coupleur hydrocinétique
ΔP_1, $\Delta P_1'$	W	puissance transmise et puissance reçue par frottement mécanique et hydrodynamique entre le primaire et le secondaire
ΔP_2, ΔP_3	W	puissance perdue par frottement entre l'arbre primaire, ou secondaire, et le carter fixe du coupleur
ΔP	W	puissance totale perdue dans le coupleur hydrocinétique
ΔP_T	W	puissance totale perdue transformée en chaleur dans le coupleur hydrocinétique
Q	m^3 · s^{-1}	débit volumique
Q_{I}, Q_{II}	m^3 · s^{-1}	débits volumiques dans la roue du primaire et du secondaire
R_1, R_2	m	rayons moyens du courant à l'entrée et à la sortie de l'impulseur
R_3, R_4	m	rayons moyens du courant à l'entrée et à la sortie de la turbine
T	K	température
T_c	K	température du liquide à l'intérieur du coupleur hydrocinétique

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Notations et Symboles		
Symbole	**Unité**	**Définition**
T_e	K	température de l'air à l'extérieur du coupleur hydrocinétique
ΔT	K	élévation de température, différence de température entre T_c et T_e
ΔT_f	K	élévation de température en régime thermique stable
t	s	temps
t_c	s	constante de temps thermique du coupleur hydrocinétique
$\vec{u}$	$m \cdot s^{-1}$	vitesse d'entraînement de la roue
V	m^3	volume de liquide à l'intérieur du coupleur hydrocinétique
V_0	m^3	volume optimal de liquide
$\vec{v}$	$m \cdot s^{-1}$	vitesse absolue du liquide
v_m, v_θ	$m \cdot s^{-1}$	projections méridienne et tangentielle de la vitesse absolue $\vec{v}$
$\vec{w}$	$m \cdot s^{-1}$	vitesse relative du liquide
w_m, w_θ	$m \cdot s^{-1}$	projections méridienne et tangentielle de la vitesse relative $\vec{w}$
v_s, w_s	$m \cdot s^{-1}$	composantes de choc de la vitesse à l'entrée des aubages
Y	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique
$Y_{t.inf}$	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique théorique pour la roue à nombre infini d'aubes
Y_{t_I}	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique théorique transmise par l'aubage du primaire au liquide
Y_I	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique réelle transmise par la roue du primaire
$Y_{t_{II}}$	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique théorique reçue par l'aubage secondaire du liquide
Y_{II}	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique réelle utilisée par la roue du secondaire
y_{r_I}	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique dissipée dans la roue du primaire
$y_{r_{II}}$	$J \cdot kg^{-1}$	énergie massique dissipée dans la roue du secondaire
α_{ci}	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	coefficient de convection liquide-paroi du coupleur hydrocinétique
α_{ce}	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	coefficient de convection paroi du coupleur hydrocinétique-air

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique

Notations et Symboles		
Symbole	**Unité**	**Définition**
α_j	rad	angle formé par les vitesses absolue et d'entraînement
β_j	rad	angle formé par les vitesses d'entraînement et relative
β_{pj}	rad	angle formé par la tangente à l'aube et la direction tangentielle
δ	m	épaisseur moyenne des parois du coupleur hydrocinétique
δ_1, δ_3	rad	angles d'incidence de la vitesse relative $\vec{w}$ par rapport aux bords d'attaque de l'aubage primaire et secondaire
η		rendement global du coupleur hydrocinétique
η_h		rendement hydraulique du coupleur hydrocinétique
η_m		rendement mécanique du coupleur hydrocinétique
η_v		rendement volumique du coupleur hydrocinétique
η_M		rendement du moteur
η_A		rendement de la machine asservie
η_E		rendement d'un ensemble
λ		coefficient adimensionnel du moment du couple et de la puissance du coupleur hydrocinétique, fonction de i et h
λ_c	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	conductivité thermique du matériau des parois
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	masse volumique du liquide
ζ		coefficient de pertes de charge par choc dans le primaire ou dans le secondaire
ω_{I}, ω_{II}	$rad \cdot s^{-1}$	vitesses angulaires du primaire et du secondaire
$j = 1, 2, 3, 4$		indice des points caractéristiques du circuit hydraulique
1, 2		points situés à l'entrée et à la sortie du primaire
3, 4		points situés à l'entrée et à la sortie du secondaire
I, II		indices pour l'aubage primaire et secondaire

Toute reproduction sans autorisation du Centre français d'exploitation du droit de copie est strictement interdite.
© Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique